

USP

Campus de São Carlos

DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE PERDA
DE CARGA DE UMA CONTRAÇÃO BRUSCA NO
ESCOAMENTO NÃO PERMANENTE

Ines Patelli Juliani

Orientador: Prof. Dr.: Hans George Arens

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO



ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

✓

DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA
DE UMA CONTRAÇÃO BRUSCA NO ESCOAMENTO NÃO PERMANENTE

INES PATELLI JULIANI

Orientador: HANS GEORGE ARENS

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, para obtenção do título de Mestre em Hidráulica e Saneamento.

DEDALUS - Acervo - EESC



31100035685

São Carlos
Estado de São Paulo
Novembro, 1993



SUMÁRIO

Lista de símbolos.....	i
Lista de tabelas.....	vii
Lista de figuras.....	viii
Resumo.....	xv
Abstract.....	xvi
1 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES.....	1
2 INTRODUÇÃO.....	3
3 OBJETIVO.....	8
4 REVISÃO DA LITERATURA	9
4.1 Escoamento permanente.....	9
4.2 Escoamento não permanente.....	26
4.3 Observações sobre a revisão.....	60
5 METODOLOGIA.....	63
6 EQUIPAMENTO DO BANCO DE ENSAIO.....	74
7 INSTRUMENTAÇÃO.....	77
7.1 Medidor de vazão eletromagnético.....	77
7.1.1 Teoria e funcionamento	77
7.1.2 Características especiais	80
7.1.3 Conversor.....	83
7.1.4 Instalação.....	84

7.1.5	Vantagens e desvantagens.....	87
7.1.6	O sinal do medidor	89
7.2	Transdutores de pressão.....	94
7.3	Amplificadores.....	95
7.4	Sistema de aquisição de dados.....	95
8	ENSAIOS PRELIMINARES.....	98
8.1	Verificação do medidor eletromagnético.....	98
8.2	Ensaio do escoamento permanente.....	102
8.2.1	Ensaio com piezômetro.....	102
8.2.2	Ensaio com transdutores elétricos.....	104
8.2.3	Cálculo do coeficiente de atrito.....	107
8.2.3	Verificando a entrada de ruídos.....	109
9	MÉTODOS PARA AJUSTAR OS DADOS EXPERIMENTAIS....	113
10	ENSAIOS COM ESCOAMENTO NÃO PERMANENTE.....	121
11	RESULTADOS E CONCLUSÕES.....	129
12	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	134
13	BIBLIOGRAFIA.....	136

Apêndice

LISTA DE SÍMBOLOS

a	aceleração (m/s ²)
A ₁	área da seção transversal do tubo de maior diâmetro (m ²)
A ₂	área da seção transversal do tubo de menor diâmetro (m ²)
A _o	área da seção do jato (veia contraída)(m ²)
AC	corrente alternada
c _o	constante de proporcionalidade para uma contração brusca
c ₁	coeficiente de inércia
c ₂	coeficiente de proporcionalidade de Daily et al.
C _c	coeficiente de contração
C _D	coeficiente de vazão
C _v	coeficiente de velocidade
C'	coeficiente de Chézy para escoamento permanente
D	diâmetro da tubulação (m)
D ₁	diâmetro do tubo 1 (m)
D ₂	diâmetro do tubo 2 (m)
DC	corrente contínua
d _j	diâmetro do jato da seção de Daily et al.(m)
e	voltagem induzida (V)
e	energia por unidade de massa (m.kgf/utm)
EA ₁	canal de aquisição dos valores da vazão
EA ₂	canal de aquisição dos valores das diferenças de pressão no trecho 1-2 da tubulação

EA ₃	canal de aquisição dos valores das diferenças de pressão no trecho 2-3 da tubulação
EA ₄	canal de aquisição dos valores das diferenças de pressão no trecho 3-4 da tubulação
F ₁	área do tubo de diâmetro maior de Idel'cik (m ₂)
F _o	área do tubo de diâmetro menor de Idel'cik (m ²)
F	resistência devido ao atrito junto às paredes e à constricção de Daily et al.(N)
f	coeficiente de atrito ou de Darcy-Weisbach
f _u	coeficiente de atrito do escoamento não permanente
f _s	coeficiente de atrito do escoamento permanente
F _x	força que age em um corpo livre na direção x (N)
g	aceleração da gravidade (m/s ²)
H	carga piezométrica (m)
H ₁	carga piezométrica na tomada de pressão 1 (m)
H ₂	carga piezométrica na tomada de pressão 2 (m)
H ₃	carga piezométrica na tomada de pressão 3 (m)
H ₄	carga piezométrica na tomada de pressão 4 (m)
H ₁₂	diferenças de pressão no trecho 1-2 (m)
H _{12n}	valor nominal da diferença de pressão no trecho 1-2 (m)
H ₂₃	diferenças de pressão no trecho 2-3 (m)
H _{23n}	valor nominal da diferença de pressão no trecho 2-3 (m)
H ₃₄	diferenças de pressão no trecho 3-4 (m)
H _{34n}	valor nominal da diferença de pressão no trecho 3-4 (m)

J_1	perda de carga linear no tubo de diâmetro D_2 (m)
J_2	perda de carga linear no tubo de diâmetro D_2 (m)
K	coeficiente de perda de carga localizada no escoamento permanente
K_g	coeficiente de perda de carga localizada no escoamento permanente
K_B	coeficiente de resistência devido ao estado permanente unidimensional de Daily et al.
K_{UD}	coeficiente do escoamento não permanente devido à resistência de contorno de Daily et al.
K_a	coeficiente do escoamento não permanente da queda total de potencial de Daily et al.
K_u	coeficiente não permanente da resistência de contorno e fluxo da quantidade de movimento da velocidade local absoluta de Daily et al.
K_u	coeficiente de perda localizada no escoamento não permanente
K_t	coeficiente de correção para medir os efeitos transientes adicionais da resistência de contorno e fluxo da quantidade de movimento da velocidade local absoluta de Daily et al.
L	comprimento do condutor no campo magnético (m)
L	comprimento (m)
l	comprimento da bobina (m)
L_1	comprimento da tubulação de diâmetro D_1 entre as tomadas de pressão 2-3 (m)
L_2	comprimento da tubulação de diâmetro D_2 entre as

	tomadas de pressão 2-3 (m)
L.E.	linha de energia
L.P.	linha piezométrica
n	expoente da lei de distribuição de velocidade
m	relação das áreas da contração brusca
p	pressão média na seção transversal de Daily et al. (N/m ²)
P	componente x da pressão (N/m ²)
p*	pressão piezométrica(N/m ²)
p* _u	pressão piezométrica do escoamento não permanente (N/m ²)
Q	vazão (m ³ /s)
Q _H	calor (N.m)
Q _n	valor nominal da vazão
Q p	massa por segundo (kg/s)
r	coord. do raio medida a partir do eixo do tubo (m)
r _o	raio do tubo (m)
R _n	raio hidráulico (m)
Rey	número de Reynolds
T	tempo (s)
T _n	valor nominal do tempo
u	energia interna (m.N)
V	velocidade média (m/s)
V _m	velocidade média (m/s)
V	velocidade real (m/s)
V ₁	velocidade no tubo de maior diâmetro da contração (m/s)

V_2	velocidade no tubo de menor diâmetro da contração (m/s)
V_0	velocidade do jato na seção (0) (m/s)
V_0	velocidade média instantânea da seção transversal do conduto de Daily et al. (m/s)
V'	velocidade ideal (m/s)
v'	flutuação em relação à velocidade média instantânea na turbulência (m/s)
v	velocidade média instantânea na turbulência (m/s)
V_{mj}	velocidade média na seção transversal do jato provocado pela constrição de Daily et al. (m/s)
W	trabalho (N.m)
w_0	velocidade do tubo de menor diâmetro de Idel'cik (m/s)
w_1	velocidade do tubo de maior diâmetro de Idel'cik (m/s)
x	coordenada do eixo x medida na direção do escoamento (m)
z	altura vertical (m)
z	constante

LETRAS GREGAS

α	fator de correção da energia cinética
β	razão dos diâmetros D_2 / D_1 de Benedict
β	fator de distribuição para velocidade média de Daily et al.
β	coeficiente de Kurokawa e Morikawa

B	densidade do fluxo magnético (T)
γ	peso específico (N/m ³)
$\Delta H_{\text{dist.}}$	perda ou variação da carga distribuída (m)
$\Delta H_{\text{local.}}$	perda ou variação da carga localizada (m)
H	intensidade do campo magnético (A.m)
Δ	gradiente
I	corrente que passa pela bobina (A)
I	fator de distribuição para flutuações turbulentas de Daily et al.
μ	viscosidade dinâmica do fluido (N.s/m ²)
μ	permeabilidade absoluta do campo magnético (H/m)
N	número de voltas da bobina
ζ	coeficiente de perda de carga de Idel'cik
π	constante numérica
ρ	densidade do fluido (Kg/m ³)
Σ	somatório
σ	número de aceleração
τ_b	tensão de cisalhamento no escoamento permanente (N/m ²)
τ_u	tensão de cisalhamento do escoamento não permanente (N/m ²)
τ_{ob}	tensão de cisalhamento devido ao contorno (na parede) para o escoamento permanente (N/m ²)
τ_{ou}	tensão de cisalhamento devido ao contorno para escoamento não permanente (N/m ²)

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Valores observados por Weisbach Fonte: Streeter (1961).....	14
Tabela 4.2 - Valores dos coeficientes de perda ζ Fonte: Idel'cik (1969).....	16
Tabela 4.3 - Valores do coeficiente de perda de carga no escoamento permanente K para contração brusca.....	24
Tabela 4.14 - Combinações de tubo e orifícios Fonte: Daily et al. (1956).....	37
Tabela 8.1 - Desvios dos dados.....	112

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Contração brusca. Fonte: Benedict (1980).....	5
Figura 2.2 - Coeficientes de perda para curvas lisas de 90°. Fonte: Rouse (1949).....	7
Figura 2.3 - Coeficientes de perda para curvas lisas de 90°. Fonte: Benedict (1980).....	7
Figura 4.1 - Contração brusca. Fonte: Rouse (1949).....	9
Figura 4.2 - Expansão brusca. Fonte: Rouse (1949).....	9
Figura 4.3 - Contração brusca. Fonte: Streeter (1961).....	13
Figura 4.4 - Contração brusca. Fonte: Idel'cik (1969).....	15
Figura 4.5 - Coeficiente ζ em função do número de Reynolds Fonte: Idel'cik (1969).....	16
Figura 4.6 - Coeficientes de perda de carga de uma contração brusca para a relação de diâmetros D_2/D_1 . Fonte: Benedict (1980).....	17
Figura 4.7 - Contração brusca. Fonte: Douglas et al. (1985).....	20
Figura 4.8 - Valores do coeficiente K.	

	Fonte: Nevers (1970).....	21
Figura 4.9	- Coeficientes de perda de carga K. Fonte: Avila (1987).....	21
Figura 4.10	- Contração brusca. Fonte: Daugherty et al. (1989).....	22
Figura 4.11	- Volume de controle. Fonte: Daily et al. (1956).....	26
Figura 4.12	- Seção de testes. Fonte: Daily et al. (1956).....	36
Figura 4.13	- Razão orifício-área 0,7. Fonte: Daily et al. (1956).....	37
Figura 4.14	- Razão orifício-área 0,5. Fonte: Daily et al. (1956).....	37
Figura 4.15	- Razão orifício-área 0,3. Fonte: Daily et al. (1956).....	37
Figura 4.16	- Tubo liso, razão de áreas 1,0. Fonte: Daily et al. (1956).....	38
Figura 4.17	- Elemento do fluido. Fonte: Carstens e Roller (1959).....	40
Figura 4.18	- $f_v/f_s = f (2Ddv/f_g dt)$ dos pesquisadores Daily et al.(1), Carstens e Roller(2), Hirose e Oka (3), Kurokawa e Morikawa(4) e Monteiro(5).....	59
Figura 5.1	- Volume de controle. Fonte: Nevers (1970).....	63
Figura 5.2	- Elemento do fluido. Fonte: Carstens e Roller (1959).....	68

Figura 6.1 - Equipamento do banco de ensaio.....	74
Figura 7.1 - Medidor eletromagnético. Fonte: Springer (1980).....	80
Figura 7.2 - Sensor, a parte principal do aparelho eletromagnético. Fonte: Laboratório de Hidráulica USP-São Carlos.....	82
Figura 7.3 - Perfil simétrico. Fonte: Springer (1980).....	85
Figura 7.4 - Perfil assimétrico. Fonte: Springer (1980).....	85
Figura 7.5 - Linhas dos fatores de compensação de Shercliff. Fonte: Springer (1980).....	93
Figura 7.6 - Plano do eletrodo. Fonte: Springer (1980).....	94
Figura 7.7 - Conversor analógico/digital. Fonte: Laboratório de Hidráulica USP-São Carlos.....	97
Figura 8.1 - Equipamento do banco de ensaio.....	99
Figura 8.2 - $Q = f (T)$ com intervalo de 10 ms.....	100
Figura 8.3 - $Q = f (T)$ com intervalo de 20 ms.....	101
Figura 8.4 - $Q = f (T)$ com intervalo de 50 ms.....	102
Figura 8.5 - $H_{12} = f (V)$	103
Figura 8.6 - $H_{34} = f (V)$	104
Figura 8.7 - Equipamento para calibração dos transdutores	105

- Figura 8.8** - Sinais do canal 1 da vazão e canal 2 das diferenças de pressão no trecho 1-2 (Volt x tempo).
Fonte: Laboratório de Hidráulica
USP-São Carlos..... 106
- Figura 8.9** - Sinais dos canais 3 e 4 das diferenças de pressão nos trechos 2-3 e 3-4 (Volt x tempo).
Fonte: Laboratório de Hidráulica
USP-São Carlos..... 106
- Figura 8.10** - Valores de $K_s = f(T/T_n)$ ($T_n = 5,12$ s).. 107
- Figura 8.11** - Coeficientes de atrito no tubo de $D = 50$ mm..... 108
- Figura 8.12** - Coeficientes de atrito do tubo de $D = 38$ mm..... 109
- Figura 8.13** - $Q/Q_n = f(T/T_n)$ do ensaio 1
 $Q_n = 0,005$ m³/s $T_n = 5,12$ s..... 110
- Figura 8.14** - $Q/Q_n = f(T/T_n)$ do ensaio 2
 $Q_n = 0,005$ m³/s $T_n = 5,12$ s..... 110
- Figura 8.15** - $Q/Q_n = f(T/T_n)$ do ensaio 3
 $Q_n = 0,005$ m³/s $T_n = 5,12$ s..... 111
- Figura 8.16** - $Q/Q_n = f(T/T_n)$ do ensaio 4
 $Q_n = 0,005$ m³/s $T_n = 5,12$ s..... 111
- Figura 9.1** - $Q/Q_n = f(N)$ $Q_n = 0,005$ m³/s
 $N =$ número de dados..... 114
- Figura 9.2** - $H_{12}/H_{12n} = f(N)$ $H_{12n} = 0,353$ m
 $N =$ número de dados 115
- Figura 9.3** - $H_{23}/H_{23n} = f(N)$ $H_{23n} = 1,540$ m

	N = número de dados.....	115
Figura 9.4	- $H_{34}/H_{34n} = f(N)$ $H_{34n} = 0,810$ m N = número de dados.....	116
Figura 9.5	- Alisamento dos dados com passo 3 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ $H_{12n} = 0,353$ m $T_n = 5,12$ s.....	116
Figura 9.6	- Alisamento dos dados com passo 9 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ $H_{12n} = 0,353$ m $T_n = 5,12$ s.....	117
Figura 9.7	- Alisamento dos dados com passo 15 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ $H_{12n} = 0,353$ m $T_n = 5,12$ s.....	117
Figura 9.8	- Alisamento dos dados pelo método de Fourier $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ $H_{12n} = 0,353$ m $T_n = 5,12$ s.....	120
Figura 10.1	- Escoamento acelerado $Q/Q_n = f(T/T_n)$ $a = f(T/T_n)$ $Q_n = 0,005$ m ³ /s $T_n = 5,12$ s.....	122
Figura 10.2	- $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração no trecho 1-2 $H_{12n} = 0,353$ m $T_n = 5,12$ s.....	122
Figura 10.3	- $H_{23}/H_{23n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração no trecho 2-3 $H_{23n} = 1,540$ m $T_n = 5,12$ s.....	123
Figura 10.4	- $H_{34}/H_{34n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração no trecho 3-4 $H_{34n} = 0,810$ m $T_n = 5,12$ s.....	123

- Figura 10.5-** Escoamento desacelerado $Q/Q_n = f(T/T_n)$
 $a = f(T/T_n)$
 $Q_n = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$ 124
- Figura 10.6-** $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ durante a desaceleração
no trecho 1-2
 $H_{12n} = 0,353 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$ 125
- Figura 10.7-** $H_{23}/H_{23n} = f(T/T_n)$ durante a desaceleração
no trecho 2-3
 $H_{23n} = 1,540 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$ 125
- Figura 10.8-** $H_{34}/H_{34n} = f(T/T_n)$ durante a desaceleração
no trecho 3-4
 $H_{34n} = 0,810 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$ 126
- Figura 10.9-** Aceleração e desaceleração $Q/Q_n = f(T/T_n)$
 $a = f(T/T_n)$
 $Q_n = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$ 126
- Figura 10.10-** $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração e
desaceleração no trecho 1-2
 $H_{12n} = 0,353 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$ 127
- Figura 10.11-** $H_{23}/H_{23n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração e
desaceleração no trecho 2-3
 $H_{23n} = 1,540 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$ 127
- Figura 10.12-** $H_{34}/H_{34n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração e
desaceleração no trecho 3-4
 $H_{34n} = 0,810 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$ 128
- Figura 11.1-** $K_u/K_s = f(2 D a/V^2 K_s)$ no escoamento
acelerado..... 130
- Figura 11.2-** $K_u/K_s = f(2 D a/V^2 K_s)$ no escoamento

desacelerado..... 131

Figura 11.3- $K_v/K_s = f(2 D a/V^2 K_s)$ no escoamento

acelerado e desacelerado..... 132

RESUMO

Coeficientes de perda de carga localizada calculados para escoamento permanente têm sido largamente utilizados nos cálculos para perdas de carga em escoamento não permanente. Sabe-se, entretanto, que ocorrem desvios entre os dois tipos de escoamento permanente e não permanente e que estes podem ser considerados proporcionais ao número de aceleração.

Com o objetivo de determinar o coeficiente de proporcionalidade c_0 , que relaciona o desvio entre o coeficiente de perda de carga localizada no escoamento não permanente K_u e o coeficiente de perda no escoamento permanente K_p com o número de aceleração, foram realizados experimentos usando escoamento não permanente acelerado ou desacelerado e unidirecional através de uma contração brusca.

ABSTRACT

The local head loss coefficients calculated to steady flow have been largely utilized for the calculations for head loss in the unsteady flow. It known, meantime, that occur devious between the two types the steady flow and unsteady flow and that this may be considered proportional to the acceleration number.

With the objective to determine the coefficient of proportionality C_0 that relate this devious between the local head loss coefficient in the unsteady flow K_u and the local head loss coefficient in the steady flow K_s with the acceleration number, were realised experiments using accelerated unsteady flow or desaccelerated and unidireccional through of the sudden contraction.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Hans George Arens pelas diretrizes seguras e permanente incentivo na orientação deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Rodrigo de Melo Porto e ao Sr. Edson Cornetta do Laboratório de Hidráulica.

Ao CNPq pela concessão de bolsa de mestrado.

A FAPESP pela concessão de bolsa para o término do trabalho.

A todos que direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho.

1 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

No campo de pesquisa da Mecânica dos Fluidos, muitos pesquisadores teóricos e experimentais estudaram o fenômeno dos fluidos em movimento.

A formulação da analítica de um fenômeno é derivada de conceitos definidos e das leis naturais que descrevem esses conceitos. Essas leis naturais são descrições aproximadas da natureza, e tem, com o passar dos anos, demonstrado sua validade, ao serem utilizadas nas resoluções de problemas da engenharia.

A contribuição de informações entre os pesquisadores teóricos e experimentais, acelerou o desenvolvimento nesta área.

A verificação experimental tornou-se necessária para que o fenômeno seja descrito matematicamente e teoricamente.

O escoamento dos fluidos classificam-se em relação ao tempo, em escoamento permanente e não permanente.

Define-se o escoamento permanente, como aquele para o qual todas as propriedades e grandezas características em qualquer ponto, permanecem constantes com o decorrer do tempo. Já para o escoamento não permanente, pelo menos uma

grandeza é função do tempo.

Na análise do comportamento dos fluidos, o escoamento permanente é bastante estudado. O mesmo não pode ser dito para escoamento não permanente, que é mais complexo por envolver maior número de parâmetros.

Atualmente alguns pesquisadores tem voltado suas atenções, para este tipo de escoamento .

Antigamente os parâmetros envolvidos em um escoamento permanente eram utilizados para um escoamento não permanente sem correções, o que não é satisfatório.

A falta de instrumentos confiáveis para medições em fluidos, no passado, teve como consequência a demora no desenvolvimento das pesquisas sobre escoamento não permanente.

O avanço na tecnologia computacional é outro grande fator, que promove o desenvolvimento dos estudos, na análise mais detalhada dos parâmetros na medição do escoamento dinâmico.

2 INTRODUÇÃO

A engenharia hidráulica tem como um dos seus interesses, a análise da perda de carga durante o movimento de um fluido.

No escoamento permanente, ao analisar perdas de carga em uma tubulação simples e reta, considera-se apenas a resistência devido à superfície de contorno denominada perda de carga distribuída.

Somando-se aos efeitos de superfície, podem ocorrer perdas devido às mudanças na seção transversal e conseqüentemente na direção do escoamento, que dependem diretamente da forma geométrica por onde passa o fluido, Rouse (1949).

No escoamento permanente, as perdas totais constituem na soma das perdas de carga distribuídas ou por atrito, e das perdas localizadas:

$$\Delta H_{total} = \Delta H_{dist.} + \Delta H_{local.} \quad [2.1]$$

onde $\Delta H_{dist.}$: perda de carga distribuída (m);

$\Delta H_{local.}$: perda de carga localizada (m).

As perdas de carga por atrito são provocadas pela viscosidade (tanto laminar quanto turbulenta) dos fluidos, segundo Idel'cik (1969). Elas começam quando há movimento e resultam em uma troca de quantidade de movimento entre as moléculas (escoamento laminar), ou entre as diversas partículas (escoamento turbulento) das camadas vizinhas do fluido, que se movimentam com velocidades diferentes. Essas perdas existem em todo comprimento do conduto.

A perda de carga distribuída no escoamento permanente, é representada pela equação de Darcy-Weisbach :

$$H_{dist.} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad [2.2]$$

onde f = coeficiente de perda de carga permanente;

L = comprimento da tubulação (m);

D = diâmetro da tubulação (m);

V = velocidade média (m/s).

As perdas localizadas são comumente determinadas experimentalmente, e em geral não podem ser prognosticadas analiticamente.

Existem exceções no entanto, como a contração brusca utilizada nesta pesquisa, que possui contorno geométrico simples.

A contração brusca em uma tubulação, é apresentada na figura 2.1:

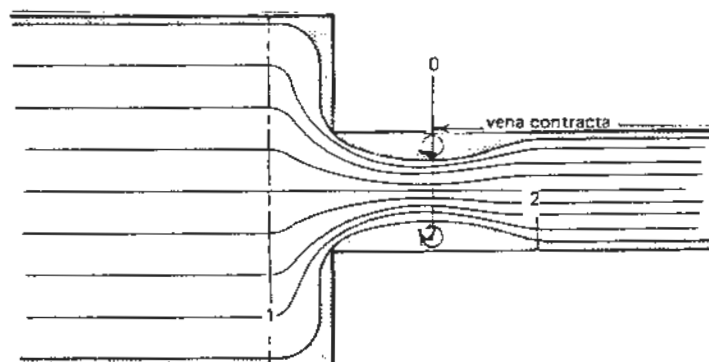


Figura 2.1 Contração brusca.
Fonte: Benedict (1980).

As perdas de carga localizadas ΔH devido à mudança brusca na seção transversal são calculadas pela equação [2.3]:

$$\Delta H = K \frac{V^2}{2g} \quad [2.3]$$

onde K = coeficiente de perda de carga determinado experimentalmente.

No escoamento não permanente, os perfis de velocidade nas seções 1 e 2 se modificam, variando também o local das seções onde ocorre a estabilização dos perfis. Conseqüentemente o parâmetro k pode assumir valores diferentes dos assumidos em regime permanente.

Outras singularidades que provocam perdas localizadas em projetos da engenharia hidráulica são citados a seguir : entrada de conduto, alargamento brusco, curvatura, difusor, escoamento através das aberturas, grelhas, dispositivos de obturação ou de estrangulamento, filtração através de um

corpo poroso, escoamento em volta de vários obstáculos, etc.

Segundo Rouse (1949), a distribuição normal da velocidade do fluido é modificada quando ocorrem as perdas de carga localizadas. A energia mecânica adicional provocada pelos distúrbios é convertida em calor através da ação da turbulência.

O fenômeno de deslocamento de turbilhões, na perda localizada, está ligado à presença de velocidades diferentes através da seção da corrente do fluido e a um gradiente positivo de pressão ao longo do escoamento, isto é, quando há desaceleração do movimento (corrente do fluido divergindo, como em uma expansão brusca). A diferença de velocidades na seção por um gradiente negativo (movimento acelerado devido a convergência da corrente do fluido, como em uma contração brusca) não conduz a um deslocamento, Idel'cik (1969).

Todas as formas de perdas singulares ou localizadas de pressão, à exceção das quedas de pressão dinâmica na saída de uma tubulação, estendem-se sobre um comprimento mais ou menos grande do conduto e não são separáveis da perda por atrito, Idel'cik (1969).

No entanto, para simplificação de cálculo é conveniente considerá-los concentrados dentro de uma seção, não incluindo as perdas por atrito.

Experimentos tem mostrado, segundo Streeter (1961), que K é função do número de Reynolds, da rugosidade do contorno e principalmente da geometria de contorno.

Quando acontecem as perdas de carga, os fluidos possuem

comportamentos diferentes nos dois diferentes regimes, laminar e o turbulento.

Em algumas singularidades a influência do número de Reynolds sobre o coeficiente de perda localizada é maior que em outras, podendo até em alguns casos ser praticamente inexistente.

As figuras 2.2 e 2.3 mostram o comportamento típico de um dispositivo em relação à Reynolds.

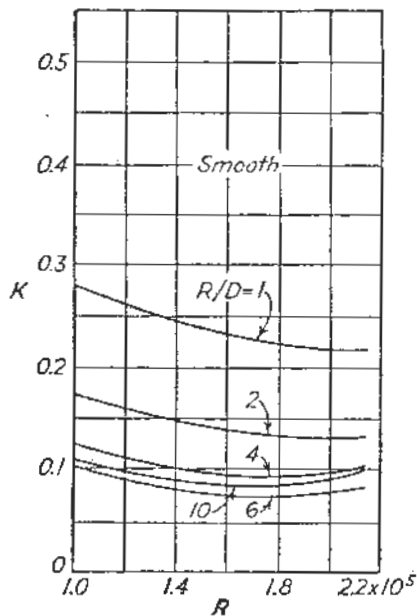


Figura 2.2 Coeficientes de perda para curvas lisas de 90.
Fonte: Rouse (1949)

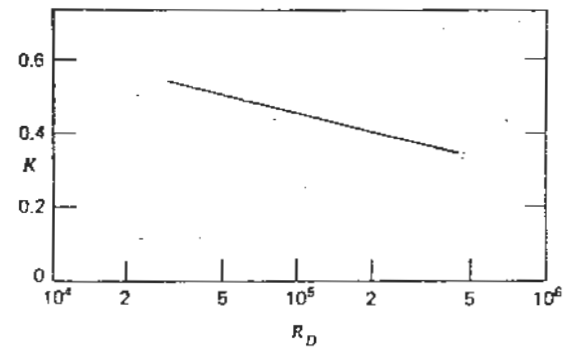


Figura 2.3 Coeficientes de perda para curvas lisas de 90°.
Fonte: Benedict (1980).

R = raio de curvatura da curva;

D = diâmetro.

Estudos realizados com perdas de cargas distribuídas detectaram um desvio entre os valores do coeficiente de perda de carga por atrito no escoamento permanente f_s e o coeficiente de perda no escoamento não permanente f_u . Desta forma é de se esperar que ocorra um desvio entre os coeficientes de perda localizada no escoamento permanente k_s e no não permanente k_u .

3 OBJETIVO

O objetivo principal desse estudo é o de ampliar o conhecimento sobre perdas de carga em escoamento dos fluidos, analisando qualitativamente e quantitativamente o coeficiente de perda de carga em uma contração brusca no escoamento não permanente.

Adaptar o modelo analítico de Daily et al. (1956) para perda de carga localizada é um dos objetivos secundários dessa pesquisa, assim como construir um banco de ensaios para a determinação experimental do coeficiente de proporcionalidade C_o , que relaciona as perdas de carga nos escoamentos permanente e não permanente.

Fazem parte dos objetivos secundários, realizar manobras durante os ensaios de escoamento não permanente para a obtenção de acelerações e desacelerações do fluido na tubulação; verificar o desempenho do medidor eletromagnético, que é considerado não convencional entre os medidores de vazão; elaborar programas computacionais para processamento dos dados, específicos para análise em regime não permanente e como item final, traçar a curva que relaciona os coeficientes de perda de carga permanente K_p e não permanente K_u com o número de aceleração σ .

4 REVISÃO DA LITERATURA

4.1 escoamento permanente

Perdas de carga localizadas em escoamento permanente são calculadas utilizando-se valores para coeficientes de perda K , determinados experimentalmente na equação [4.1], Streeter (1961):

$$H = K \frac{V^2}{2g} \quad [4.1]$$

A equação [4.1] teve sua origem nas observações feitas por pesquisadores da área de engenharia hidráulica, segundo as quais a perda de carga em escoamento turbulento obedece a relação de proporcionalidade direta com o quadrado da velocidade média.

Segundo Rouse (1949), contrações bruscas desenvolvem em alguns aspectos as mesmas características da expansão brusca em uma tubulação. As figuras 4.1 e 4.2 mostram uma contração e uma expansão brusca:

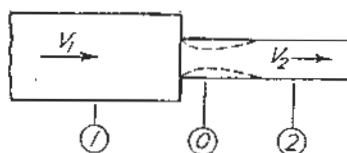


Figura 4.1 Contração brusca.
Fonte: Rouse (1949).

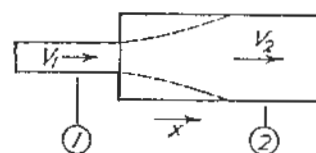


Figura 4.2 Expansão brusca.
Fonte: Rouse (1949).

Numa contração, a forma de contorno do escoamento é inicialmente contraída, formando um jato, e em seguida expande para ocupar o tubo de menor diâmetro.

Segundo Rouse (1949), a perda no escoamento acelerado, trecho (1-0) da figura 4.1, é muito pequena quando comparada com a perda na desaceleração, trecho (0-2), o que torna possível a desconsideração das perdas entre as seções (1-0). As perdas entre as seções (0-2) foram tomadas como perda total devido a mudança da seção transversal.

O autor fez uma analogia com o cálculo do coeficiente de perda de carga de uma expansão, para obter a equação para o coeficiente K de uma contração brusca.

O assunto foi primeiramente abordado por Borda e Carnot (1766). Tomou-se o fluido como corpo livre ou um volume de controle entre as seções 1 e 2 da expansão (figura 4.2). A equação da quantidade de movimento foi aplicada na forma:

$$\sum F_x = Q \rho (V_2 - V_1) \quad [4.2]$$

onde $\sum F_x$ = somatório de todas as forças que agem em um corpo livre na direção x;

$Q \rho$ = massa por segundo (kg/s);

V_2 = velocidade na seção transversal 1 (m/s);

V_1 = velocidade na seção transversal 2 (m/s).

A partir da equação [4.2], a equação [4.3] foi escrita:

$$p_1 A_1 + p_1 (A_2 - A_1) - p_2 A_2 = Q \rho (V_2 - V_1) \quad [4.3]$$

onde A_1 = área da seção transversal 1 (m^2);

A_2 = área da seção transversal 2 (m^2).

A tensão de cisalhamento entre o fluido e as paredes foi ignorada por Rouse (1949).

Escrevendo a equação de Bernoulli entre as seções (1) e (2) da figura 4.1, incluindo o termo H (perda de carga), obtêm-se a equação [4.4]:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + H \quad [4.4]$$

onde p_1 = pressão na seção 1;

p_2 = pressão na seção 2.

Substituindo Q por $A_2 V_2$ na equação [4.3], e resolvendo simultaneamente a equação [4.4] onde $p_1 - p_2$ é eliminado, a equação [4.5] foi definida:

$$H = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = \frac{V_1^2}{2g} \left[1 + \left(\frac{A_1}{A_2} \right) \right]^2 = K_{\text{exp}} \frac{V_1^2}{2g} \quad [4.5]$$

onde K_{exp} = coeficiente de perda para expansão brusca;

Analogamente à expressão [4.5] da perda para expansão, Rouse (1949) equacionou a perda de carga H para uma contração brusca:

$$H = \frac{(V_0 - V_2)^2}{2g} \quad [4.6]$$

onde V_0 = velocidade do jato na seção 0 (m/s);

V_2 = velocidade na seção 2 (m/s).

O coeficiente de contração C_c é definido pela razão de áreas das seções 0 e 2:

$$C_c = \frac{A_0}{A_2} \quad [4.7]$$

onde A_0 = área da seção do jato.

A partir da equação da continuidade:

$$V_0 C_c A_2 = V_2 A_2 \quad [4.8]$$

Substituindo a equação [4.8] na [4.6], a definição do coeficiente de perda K para uma contração foi expresso, equação [4.9]:

$$H = \frac{V_2^2}{2g} \left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 = K \frac{V_2^2}{2g} \quad [4.9]$$

O coeficiente K depende da relação entre as áreas da contração brusca.

Os valores dos coeficientes de perda de carga K para uma contração brusca pesquisados por Weisbach (1855), foram apresentados por Rouse, tabela 4.3

Segundo Rouse (1949), estes valores são mais adequados para vazões livres, que para condutos forçados, e conseqüentemente sugere que sejam considerados como valores aproximados .

A figura 4.3 apresentada por Streeter (1961), mostra a vena contracta (veia contraída) cujo desenvolvimento é provocado pela zona de aceleração, seguida pela zona de desaceleração.

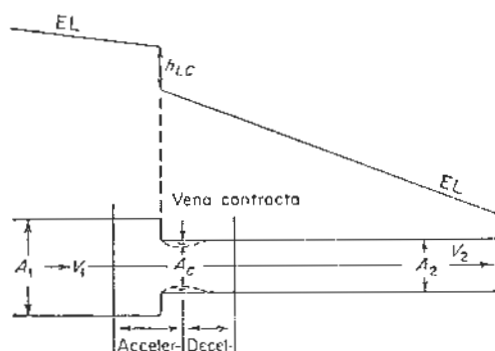


Figura 4.3 Contração brusca.
Fonte: Streeter (1961).

Streeter (1961) publicou os valores observados por Weisbach (1855)(tabela 4.1), e constatou que a maior perda ocorre na zona de desaceleração onde ocorre a expansão do escoamento. O equacionamento apresentado por Streeter foi o mesmo apresentado por Rouse, isto é, a análise de Borda e Carnot (1766).

Tabela 4.1 Valores observados por Weisbach

1	A_2/A_1	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
2	C_c	0.617	0.624	0.632	0.643	0.659	0.681	0.712	0.755	0.813	0.892	1
3	$(1/C_c - 1)^2$	0.38	0.36	0.34	0.31	0.27	0.22	0.18	0.10	0.05	0.02	0
4	K	0.50	0.48	0.41	0.36	0.30	0.24	0.18	0.12	0.08	0.02	0
5	$K - (1/C_c - 1)^2$	0.12	0.10	0.07	0.05	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0	0

Fonte: Streeter (1961)

O coeficiente de contração $C_c = A_c / A_2$ é a razão das áreas da veia contraída e do tubo 2 (linha 2 da tabela).

O valor $(1/C_c - 1)$ é responsável pela maior parte do valor de K (linha 3 da tabela).

Do valor resultante de K (linha 4), o autor subtraiu a parcela correspondente à fase desacelerada (linha 3), e apresentou na tabela (linha 5).

Os autores King e Crocker (1967) observaram que existem diferenças consideráveis de opiniões, para a grandeza das perdas provocadas por uma contração brusca.

A maioria dos textos de hidráulica fornecem valores para o coeficiente K, diferentes entre si.

King e Crocker (1967) citaram as conclusões de Brightmore sobre perdas devido à uma contração brusca. O pesquisador definiu que a perda por contração é 0.7 da perda proveniente de um alargamento brusco, para baixas velocidades.

Para altas velocidades King e Crocker (1967) admitem maiores dificuldades, e apresentaram a expressão usada por

Merriman para perda de carga em uma contração brusca. A expressão é a mesma utilizada por Rouse (1949).

A expressão para o cálculo do coeficiente de contração apresentada por King e Crocker (1967) está equacionada Na forma de:

$$C_c = 0.582 + \frac{0.0418}{1.1 - \frac{D_2}{D_1}} \quad [4.10]$$

Os valores para o coeficiente de perda de carga K, também foram publicados por King e Crocker (1967), tabela 4.3.

Idel'cik (1969) apresentou os valores para o coeficiente de perda de carga para uma contração brusca (figura 4.4) representado por ζ , utilizando a equação [4.11]:

$$\zeta = \Delta H \frac{2g}{\gamma w_o^2} \quad [4.11]$$

onde ζ = coeficiente de perda de carga;

ΔH = perda de carga (m);

γ = peso específico (kg/m³);

w_o = velocidade do tubo de menor diâmetro (m/s);

g = aceleração da gravidade (m/s²).

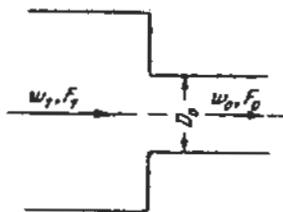


Figura 4.4 Contração brusca.
Fonte: Idel'cik (1969).

F_1 = área do tubo de diâmetro maior;

F_0 = área do tubo de diâmetro menor;

w_1 = velocidade do tubo de maior diâmetro.

diâmetro.

A seguir a tabela 4.2 e a figura 4.5 mostram o desenvolvimento do fenômeno :

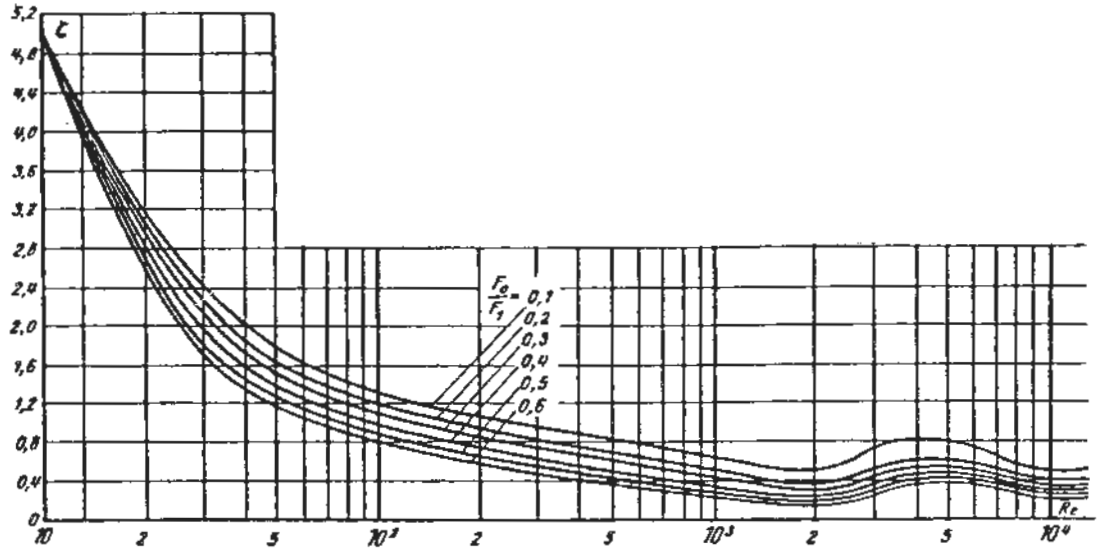


Figura 4.5 Coeficiente ζ em função do número de Reynolds.
Fonte: Idel'cik (1969).

Tabela 4.2 Valores dos coeficientes de perda ζ .

$F_0/F_1 \backslash Re$	10	20	30	40	50	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	10^4	$> 10^4$
0,1	5,00	3,20	2,40	2,00	1,80	1,30	1,04	0,82	0,64	0,50	0,80	0,75	0,50	0,45
0,2	5,00	3,10	2,30	1,84	1,62	1,20	0,95	0,70	0,50	0,40	0,60	0,60	0,40	0,40
0,3	5,00	2,95	2,15	1,70	1,50	1,10	0,85	0,60	0,44	0,30	0,55	0,55	0,35	0,35
0,4	5,00	2,80	2,00	1,60	1,40	1,00	0,78	0,50	0,35	0,25	0,45	0,50	0,30	0,30
0,5	5,00	2,70	1,80	1,46	1,30	0,90	0,65	0,42	0,30	0,20	0,40	0,42	0,25	0,25
0,6	5,00	2,60	1,70	1,35	1,20	0,80	0,56	0,35	0,24	0,15	0,35	0,35	0,20	0,25

Fonte: Idel'cik (1969).

Para números de Reynolds maiores que 10^4 , Idel'cik (1969) utiliza a equação abaixo para a determinação do coeficiente de perda de carga:

$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) \quad [4.12]$$

Benedict (1980) escreveu sobre perdas provocadas por componentes em uma tubulação, entre elas, a perda por redução brusca de diâmetros de uma tubulação.

Na equação [4.13], Benedict (1980) descreveu uma maneira frequentemente utilizada para obter empiricamente a máxima perda de carga, para um fluido de densidade constante que atravessa uma tubulação:

$$H = 0.5 \frac{V_2^2}{2g} \quad [4.13]$$

Apresentou graficamente os valores de coeficientes de perda de carga K obtidos por Crane (1957), SAE (1962) e Hughes e Safford (1912), figura 4.6:

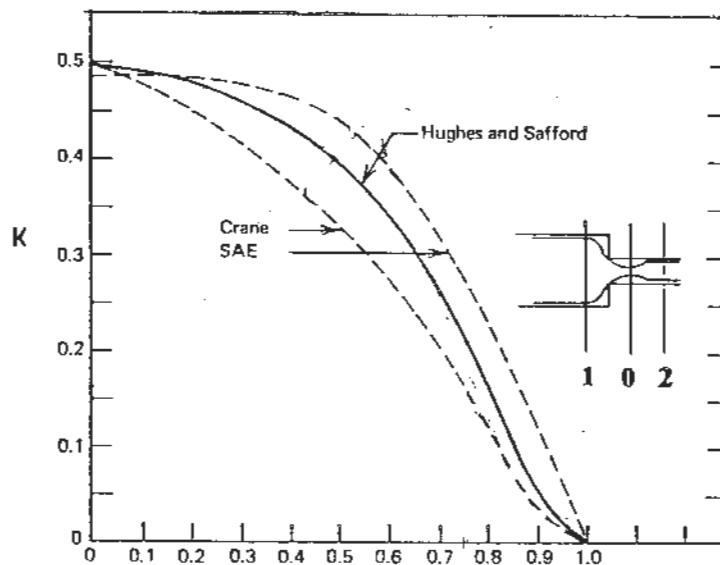


Figura 4.6 Coeficientes de perda de carga de uma contração brusca para a relação de diâmetros D_2/D_1 .
Fonte: Benedict (1980).

Os valores sugeridos por Hughes e Safford partiram da expressão [4.14]:

$$K = \frac{1}{C_v^2 C_c^2} - \frac{2}{C_c} + 1 \quad [4.14]$$

onde C_v = coeficiente de velocidade definido na equação [4.15]:

$$C_v = \frac{V}{V'} \quad [4.15]$$

onde V = velocidade real;

V' = velocidade nas condições ideais;

O coeficiente de contração C_c está definido na equação [4.16]:

$$C_c = \frac{A_0}{A_2} \quad [4.16]$$

onde A_0 = área da seção da veia contraída;

A_2 = área da seção do tubo de menor diâmetro.

O autor, entretanto, destacou as possíveis dificuldades, que restringem a utilização da equação [4.14], onde há necessidade de um escoamento pleno e o conhecimento de dois coeficientes empíricos, como C_c e C_v determinados experimentalmente.

Outra expressão publicada por Benedict (1980), para o

coeficiente de perda de carga em uma contração brusca, foi obtida a partir da equação da energia, aplicada entre as seções 1 e 2, equação [4.17]:

$$K = \left(\frac{1}{C_D^2} - 1 \right) (1 - \beta^4) \quad [4.17]$$

onde C_D = coeficiente de vazão;

β = razão dos diâmetros D_2/D_1 ;

A equação [4.18] foi definida para condições ideais:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + K \frac{V_2^2}{2g} = \frac{(V_2')^2 - (V_1')^2}{2g} \quad [4.18]$$

O coeficiente de descarga C_D da equação [4.17], foi definido nas equações [4.19] e [4.20]:

$$C_D = \frac{Q_{real}}{Q_{ideal}} = \frac{A_2 V_2}{A_2' V_2'} \quad [4.19]$$

$$C_D = \frac{V_2}{V_2'} = C_{v2} \quad [4.20]$$

Por continuidade, a equação [4.21] foi definida:

$$\frac{A_2}{A_1} = \beta^2 = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1'}{V_2'} \quad [4.21]$$

A equação [4.17] apresenta vantagens sobre a equação [4.14], pois depende de apenas um coeficiente empírico C_D , determinado experimentalmente, e também a sua aplicação não está restrita à fatores como a necessidade de escoamento pleno na tubulação.

Douglas et al. (1985) escreveram sobre a possibilidade da determinação analítica das perdas de carga em uma expansão brusca, e da impossibilidade da mesma aplicação na contração brusca.

A resolução citada pelos autores para uma contração brusca foi unicamente experimental. A aplicação da equação do movimento entre duas seções, foi colocada como inviável pelos autores devido a indeterminação da distribuição de pressão na face ABCD da figura 4.8:

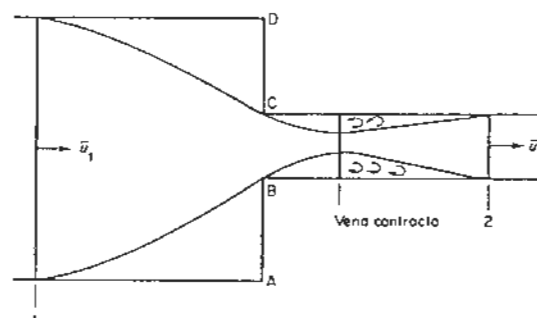


Figura 4.7 Contração brusca.
Fonte: Douglas et al. (1985).

Douglas et al. (1985) concluíram que experimentalmente, a maior parte da perda de pressão ocorre devido aos vórtices formados entre a veia contraída e a seção 2, a equação apresentada é a mesma utilizada pelos autores citados anteriormente, e os valores experimentais de K serão apresentados na tabela 4.3.

Nevers (1970) mostrou através da figura 4.7 os valores de K baseados nos dados experimentais da Crane Technical:

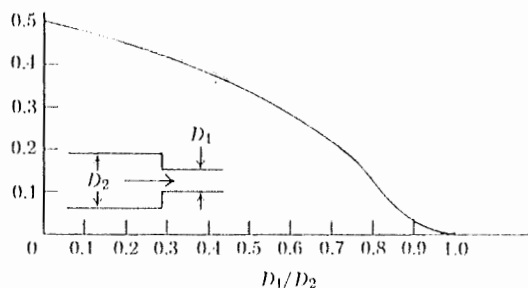


Figura 4.8 Valores do coeficiente K. Fonte: Nevers (1970).

Avila (1987) reportou os estudos realizados por Weisbach (1855), para a determinação do coeficiente de perda K para uma contração brusca, e também apresenta valores de Kisieliev, que são valores médios para o coeficiente provenientes de diversos autores que estudaram o fenômeno.

Figura 4.9:

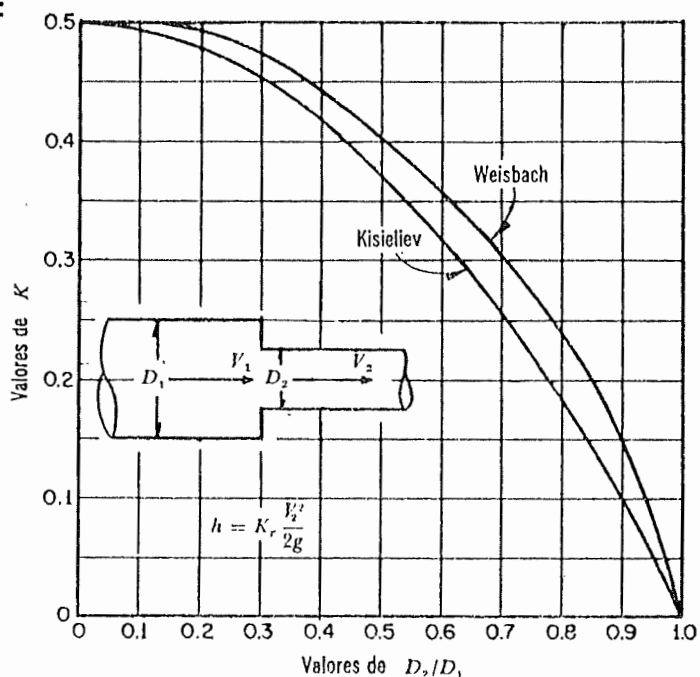


Figura 4.9 Coeficientes de perda de carga K. Fonte: Avila (1987).

O equacionamento utilizado para a obtenção dos valores publicados por Avila (1987), foi o mesmo citado por Rouse.

Daugherty et al. (1989) publicaram dados sobre a perda de carga que ocorre devido ao aumento da velocidade e da turbulência em uma contração brusca, tabela 4.3.

A figura 4.10 resultou de observações feitas pelo autor:

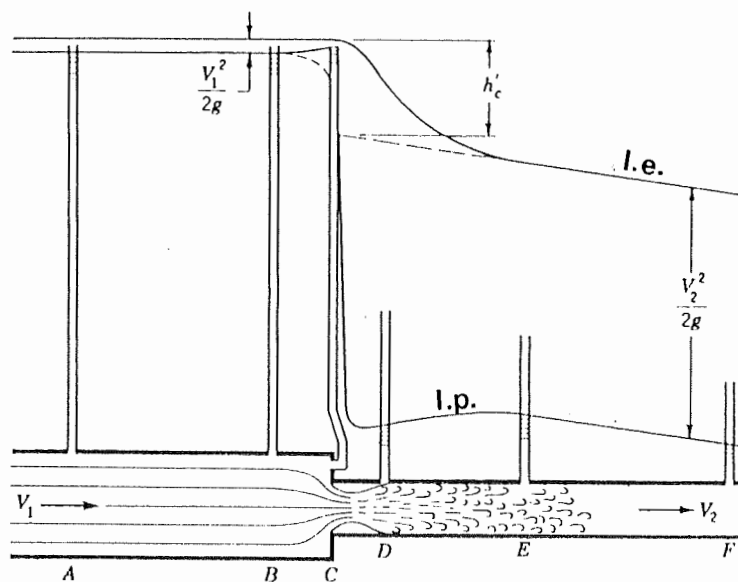


Figura 4.10 Contração brusca.
Fonte: Daugherty et al. (1989).

Giles (1967) apresentou os valores para o coeficiente de perda localizada K , fornecidos pelo King's Handbook of Hydraulics na tabela 4.3, os valores de Lencastre (1972) também estão na tabela 4.3, assim como os valores de Neves (1974), Simon (1976), Silvestre (1979) e Schiozer (1990).

Vennard e Street (1978) publicaram os valores de Weisbach (1855), que diferenciam-se razoavelmente dos valores de Weisbach, publicados por Rouse (tabela 4.3).

Vennard e Street escreveram sobre a dispersão dos

valores de K , e também sobre a convergência para $K = 0.5$, quando a razão de áreas A_2/A_1 tende a zero, e $K = 0$ quando A_2/A_1 tende a 1.

A tabela 4.3 apresenta os valores dos coeficientes de perda de carga K no escoamento permanente para uma contração brusca (50mm/38mm) de 13 publicações:

Tabela 4.3 Valores do coeficiente de perda de carga K para contração brusca no escoamento permanente.

	Rouse	Streeter	King e Crocker	Giles	Idel'cik	Lencastre	Neves
A_2/A_1							
0	0.50	0.50	-	-	-	-	-
0.01	-	-	0.46	-	-	0.49	0.50
0.04	-	-	0.45	0.46	-	-	0.48
0.06	-	-	-	0.45	-	-	-
0.09	-	-	0.42	-	-	-	0.45
0.10	0.48	0.46	-	-	0.45	0.45	-
0.11	-	-	-	0.43	-	-	-
0.16	-	-	0.40	0.41	-	-	0.42
0.20	0.45	0.41	-	-	0.40	0.42	-
0.21	-	-	-	-	-	-	-
0.25	-	-	0.36	0.37	-	-	0.38
0.30	0.41	0.36	-	-	0.35	-	-
0.31	-	-	-	0.34	-	-	-
0.36	-	-	0.28	-	-	-	0.30
0.39	-	-	-	0.26	-	-	-
0.40	0.36	0.30	-	-	0.30	0.33	-
0.45	-	-	-	-	-	-	-
0.49	-	-	0.19	-	-	-	0.25
0.50	0.29	0.24	-	-	0.25	-	-
0.51	-	-	-	0.17	-	-	-
0.60	0.21	0.18	-	-	0.25	0.22	-
0.64	-	-	0.10	-	-	-	0.15
0.69	-	-	-	0.08	-	-	-
0.70	0.13	0.12	-	-	-	-	-
0.80	0.07	0.06	-	-	-	0.13	-
0.81	-	-	0.04	-	-	-	0.10
0.83	-	-	-	-	-	-	-
0.90	0.01	0.02	-	-	-	-	-
1.00	0	0	-	-	-	0	-

	Simon	Vennard e Street	Silvestre	Douglas et al.	Daugherty et al.	Schiozer
A_2/A_1						
0	-	0.50	0.50	-	0.50	0.50
0.01	0.50	-	0.49	-	0.45	-
0.04	-	-	0.49	-	0.42	-
0.06	-	-	0.49	-	-	-
0.09	-	-	-	-	0.39	-
0.10	0.50	0.46	-	0.41	-	0.46
0.11	-	-	0.48	-	-	-
0.16	-	-	0.48	-	0.36	-
0.20	0.42	0.41	-	-	-	0.41
0.21	-	-	0.46	-	-	-
0.25	-	-	0.44	-	0.33	-
0.30	-	0.36	-	0.34	-	0.36
0.31	-	-	0.41	-	-	-
0.36	-	-	-	-	0.28	-
0.39	-	-	0.38	-	-	-
0.40	0.33	0.30	-	-	-	0.30
0.45	-	-	-	-	-	-
0.49	-	-	-	-	0.22	-
0.50	-	0.24	-	0.24	-	0.24
0.51	-	-	0.34	-	-	-
0.60	0.25	0.18	-	-	-	0.18
0.64	-	-	-	-	0.15	-
0.69	-	-	0.25	-	-	-
0.70	-	0.12	-	0.14	-	0.12
0.80	0.15	0.06	-	-	-	0.06
0.81	-	-	-	-	0.06	-
0.83	-	-	0.15	-	-	-
0.90	-	0.02	-	-	-	0.02
1.00	-	0	-	0	0	0

4.2 ESCOAMENTO NÃO PERMANENTE

Ainda não foi encontrada resolução teórica ou experimental, para perda de carga em uma contração brusca na condição de escoamento não permanente.

A evolução dos instrumentos de medida com alta precisão, tem permitido aos pesquisadores análises mais confiáveis em escoamento dinâmico.

Daily et al. (1956) estudaram a perda de carga ao longo de uma tubulação, e através de orifícios em condição não permanente, utilizaram o princípio da quantidade de movimento, para a análise dos resultados experimentais, considerando os efeitos de todas as variáveis que incluem turbulência. A pesquisa utilizou conduto desobstruído ou com constricção, como um orifício ou seções Venturi. A figura 4.12 mostra o volume de controle limitado pela linha pontilhada :

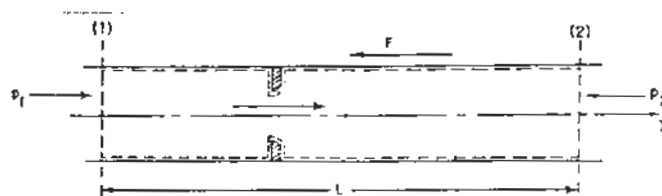


Figura 4.11 Volume de controle.

Fonte : Daily et al (1956).

O balanço de forças para um escoamento turbulento não

permanente foi colocado a seguir:

$$\iint_{A_1} P_1 dA - \iint_{A_2} P_2 dA - F = \iint_{A_2} \rho v_2^2 dA \quad [4.22]$$

Forças externas = Σ (quantidade de movimento do fluxo líquido proveniente do volume de controle + taxa de variação da quantidade de movimento).

A equação [4.23] foi definida para a direção x :

$$-\iint_{A_1} \rho v_1^2 dA + \iiint_V \rho \frac{\partial v}{\partial t} dV \quad [4.23]$$

onde P = componente x da pressão;

F = resistência devido ao atrito junto às paredes e à constricção;

V = velocidade;

V = volume líquido da superfície de controle.

A partir da teoria sobre escoamento turbulento permanente, a velocidade local num determinado instante, para escoamento não permanente, pode ser definida na equação [4.24]:

$$V = v' + v \quad [4.24]$$

onde v' = flutuação em relação à velocidade média;

v = velocidade média.

A equação [4.25], resultou da substituição da equação [4.24] na equação [4.23]:

$$\iint_{A_1} P_1 dA - \iint_{A_2} P_2 dA - F = \iint_{A_2} \rho v_2^2 dA \quad [4.25]$$

Os termos envolvidos para a análise da turbulência, incluíram as flutuações da velocidade instantânea. Para mudanças rápidas do escoamento, os valores médios temporais não poderiam ser utilizados. As equações [4.26], [4.27], [4.28], [4.29], [4.30], [4.31] e [4.32] foram introduzidas para o estudo:

$$-\iint_{A_1} \rho v_1^2 dA + \iint_{A_2} \rho v_2'^2 dA - \iint_{A_1} \rho v_1'^2 dA \quad [4.26]$$

$$+ 2 \iint_{A_2} \rho v_2 v_2' dA - 2 \iint_{A_1} \rho v_1 v_1' dA + \iiint_V \rho \frac{\partial v}{\partial t} dV + \iiint_V \rho \frac{\partial v'}{\partial t} dV \quad [4.27]$$

$$p = \frac{\int P dA}{A} \quad [4.28]$$

onde p = pressão média na seção transversal;

$$V_o = \frac{Q}{A} \quad [4.29]$$

V_o = velocidade média instantânea da seção transversal do conduto;

$$K_a = \frac{P_1 - P_2}{\rho \frac{V_o^2}{2}} \quad [4.30]$$

K_a = coeficiente do escoamento não permanente da queda total de potencial;

$$K_{ud} = \frac{F}{\rho V_o^2 A} \quad [4.31]$$

K_{ud} = coeficiente do escoamento não permanente devido à resistência de contorno;

$$\beta = \frac{\iint_A v^2 dA}{V_o^2 A} \quad [4.32]$$

β = fator de distribuição para velocidade média;

$$I = \frac{\iint_A v'^2 dA}{V_o^2 A} + \frac{2 \iint_A v v' dA}{V_o^2 A} \quad [4.33]$$

I = fator de distribuição para flutuações turbulentas;

$$c_1 = \frac{\iiint_V \frac{v}{V_o} dV + \iiint_V \frac{v'}{V_o} dV}{V} \quad [4.34]$$

c_1 = coeficiente de inércia.

A aproximação de que os valores médios v/V_o e v'/V_o

sejam independentes do tempo, foi levada em conta pelos autores Daily et al.(1956).

Adimensionalizando a equação [4.27] com as definições anteriores, resulta a equação [4.35]:

$$K_a = K_{ud} + 2[(\beta_2 - \beta_1) + (I_2 - I_1)] + \frac{2V}{V_o^2 A} \frac{\partial}{\partial t} (c_1 v_o) \quad [4.35]$$

O último termo da equação [4.35], é a força adimensionalizada devido à inércia do fluido turbulento para acelerações locais.

Reescrevendo a equação [4.35], onde $a = \partial v_o / \partial t$:

$$K_a = K_{ud} + 2[(\beta_2 - \beta_1) + (I_2 - I_1)] + c_1 \frac{2 a V}{V_o^2 A} \quad [4.36]$$

O efeito da turbulência é apresentado pelos dois últimos termos da equação [4.36], e também aparece indiretamente no coeficiente K_{ud} que é o coeficiente devido à resistência de contorno.

As distribuições de velocidade e turbulência no volume de controle são interdependentes com as pressões, e também com o cisalhamento e resistência devido ao contorno.

Vários termos do balanço das forças dependem do valor da aceleração e da sua taxa de variação.

Uma pressão extra de arraste é incluída nas formulações anteriores, para um tubo com constrição, devido a aceleração do escoamento provocada por este tipo de contorno.

O atrito extra provocado pela constrição, corresponde a um efeito adicional de massa aparente de corpos imersos num fluido com movimento não permanente. Se o coeficiente c_1 fosse deduzido para absorver este efeito, o coeficiente K_{ud} devido a resistência de contorno, incluiria apenas a resistência devido a viscosidade e turbulência, e não a constrição.

O valor aproximado do coeficiente de inércia c_1 é dado pela equação [4.37]:

$$c_1 \approx \frac{1}{L} \int_0^L \frac{V_{mj}}{V_o} dx \quad [4.37]$$

onde V_{mj} é a velocidade média na seção transversal do jato, provocado pela constrição.

Na equação [4.37], o valor de c_1 é maior que o fornecido pela equação [4.34], pois à medida que a velocidade V_{mj} do jato aumenta devido a constrição, o coeficiente c_1 tem seu valor aproximado ao efeito de inércia adicionado.

A equação [4.38] necessita das velocidades instantâneas e da distribuição de turbulência, para ser analisada quantitativamente, se estes valores não podem ser calculados ou medidos, a simplificação é demonstrada na equação [4.35]:

$$K_u = K_{ud} + 2[(\beta_2 - \beta_1) + (I_2 - I_1)] \quad [4.38]$$

$$K_u = K_p + K_t \quad [4.39]$$

onde K_u = coeficiente não permanente da resistência de contorno e fluxo da quantidade de movimento da velocidade local absoluta.

K_p = coeficiente de resistência devido ao estado permanente unidimensional.

K_t = coeficiente de correção para medir os efeitos adicionais da resistência de contorno no escoamento não permanente e fluxo da quantidade de movimento da velocidade local absoluta.

A equação [4.35] foi redefinida:

$$K_a = K_p + K_t + c_1 \frac{2 a V}{V_o^2 A} \quad [4.40]$$

A partir da equação [4.40], Daily et al. (1956) fizeram uma analogia à análise de Schonfeld para tubos lisos.

Schonfeld apresenta solução para o caso especial, onde os movimentos são lentamente variados, e a resistência é dominante, o que não acontece com os movimentos variados rapidamente, nos quais predominam a inércia.

A equação [4.38] foi obtida por Schonfeld (1949), para tubos de diâmetro uniforme:

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho g L}{R_h C^{12}} \frac{Q^2}{A^2} + N \frac{dQ}{dt} \quad [4.41]$$

onde Q = vazão;

R_h = raio hidráulico;

C' = coeficiente de Chézy para escoamento permanente;

N = constante que representa a equação [4.39]:

$$N = \frac{\rho L}{A} \left[1.0 + \frac{234}{(C' + 14.0)^2} \right] \quad [4.42]$$

As definições das equações [4.43], [4.44] e [4.45] serão substituídas na [4.41]:

$$Q = A V_o \quad [4.43]$$

$$R_h = \frac{D}{4} \quad [4.44]$$

$$C' = \sqrt{\left(\frac{8g}{f_s} \right)} \quad [4.45]$$

Reescrevendo:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho \frac{V_o^2}{2}} = f_s \frac{L}{D} + \frac{0.91}{\left(\frac{1}{\sqrt{f_s}} + 0.87 \right)^2} \frac{2aL}{V_o^2} + \frac{2aL}{V_o^2} \quad [4.46]$$

onde f_s = fator de atrito do escoamento permanente.

Colocando na forma da equação [4.40], utilizaremos as substituições [4.47], [4.48] e [4.49] e o valor de $c_1 = 1$:

$$\frac{2 a V}{V_o^2 A} = \frac{2 a L}{V_o^2} \quad [4.47]$$

$$K_s = \frac{f_s L}{D} \quad [4.48]$$

$$K_t = \frac{0.91}{\left(\frac{1}{\sqrt{f_s}} + 0.87\right)^2} \frac{2 a L}{V_o^2} \quad [4.49]$$

A análise de Schonfeld considera a turbulência desenvolvida uniformemente, ao longo de todo comprimento do conduto. Um dos termos da equação [4.34], que referiu-se ao valor médio das flutuações turbulentas sobre o volume líquido do tubo uniforme, é zero, então c_1 pode ser definido tal como na equação [4.47]:

$$c_1 = \frac{\iiint_V \frac{v}{V_o} dV}{\iiint_V dA} \quad [4.50]$$

Entre duas seções de uma tubulação com escoamento uniforme, o termo $(\beta_2 - \beta_1)$ das distribuições de velocidade é zero, e $(I_2 - I_1)$ que corresponde às distribuições das flutuações turbulentas deverá ser aproximadamente zero.

A definição de K_t na equação [4.46], mostrou que a não

uniformidade da velocidade e da turbulência não foi levada em conta.

Fazendo uma analogia com a equação [4.49], para casos generalizados, incluindo tubos com constrições, resulta a equação [4.51]:

$$K_t = c_2 \frac{2 a V}{V_o^2 A} \quad [4.51]$$

onde c_2 é a medida dos desvios devido à condição de não permanência da resistência de contorno e quantidade de movimento do fluxo. Com a definição anterior, a equação [4.50] foi reduzida, equação [4.52]:

$$K_a = K_s + c \frac{2 a V}{V_o^2 A} \quad [4.52]$$

onde

$$c = c_1 + c_2 \quad [4.53]$$

Reescrevendo :

$$\frac{K_a}{K_s} = 1 + c \frac{2 a V}{K_s V_o^2 A} \quad [4.54]$$

E através das equações [4.48], [4.49] e [4.50], foram apresentadas as equações [4.55] e [4.56]:

$$K_u = K_s + K_t = K_s - c_1 \frac{2 a V}{V_o^2 A} \quad [4.55]$$

$$\frac{K_u}{K_s} = 1 + c_2 \frac{2 a V}{K_s V_o^2 A} \quad [4.56]$$

As definições [4.54], [4.55] e [4.56] expressam de maneira diferente das anteriores, o balanço das forças especificadas pelo princípio da quantidade de movimento.

O equipamento utilizado por Daily et al. (1956) produz um escoamento não permanente, através de dois tanques cilíndricos sobrepostos, e entre eles um conduto liso de latão de 1 polegada de diâmetro e 99 diâmetros de comprimento, onde localiza-se a seção de testes mostrada com maiores detalhes na figura 4.12.

Um controle pneumático permite a movimentação da água de um tanque para outro. Os espaços acima da superfície da água, possuem ar comprimido nos dois tanques, gerando uma força dirigida para a vazão desejada, com aceleração ou desaceleração.

A figura 4.13 mostra a seção de testes, e a tabela 4.12 as combinações testadas e medidas principais:

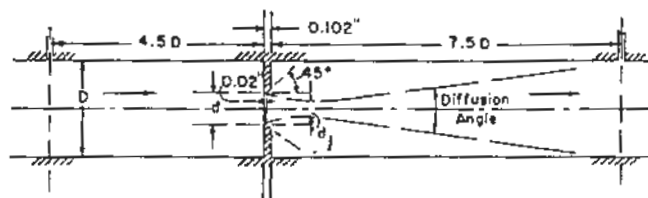


Figura 4.12 Seção de testes.
Fonte: Daily et al. (1956).

Tabela 4.14 Combinações de tubo e orifícios.

	Relação de áreas	d/D	d _j /D	Ângulo de difusão
Tubo liso	1.0	1.000		
Tubo com orifício	0.7	0.837	0.72	4° 22'
Tubo com orifício	0.5	0.707	0.59	6° 38'
Tubo com orifício	0.3	0.548	0.44	9° 06'

Fonte: Daily et al. (1956).

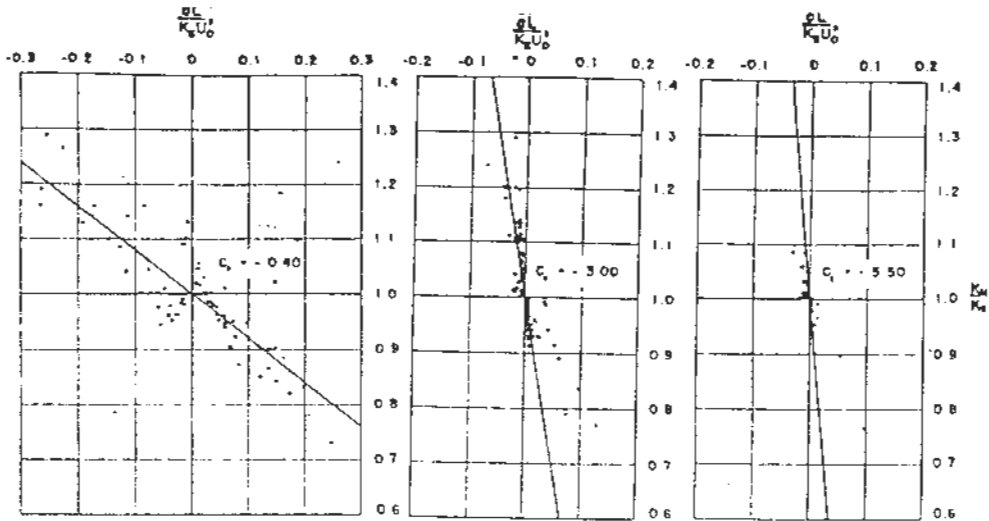


Figura 4.13 Razão orifício-área 0,7.

Figura 4.14 Razão orifício-área 0,5.

Figura 4.15 Razão orifício-área 0,3

Fonte: Daily et al. (1956).

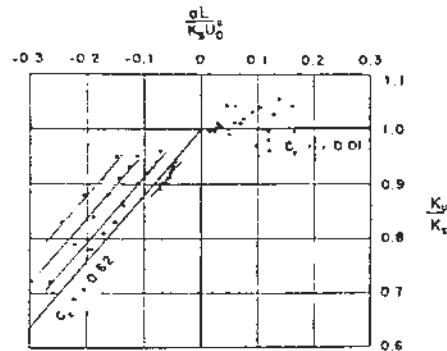


Figura 4.16 Tubo liso, razão de áreas 1,0.

Fonte: Daily et al. (1956).

O questionamento central do estudo dos casos citados na publicação, foi a resistência devido ao contorno e a geração da turbulência sob o efeito da condição de não permanência, que conduziram para a análise das contribuições na queda de potencial total instantâneo.

Daily et al. (1956) concluíram que, para um tubo uniforme durante um escoamento acelerado, a resistência foi ligeiramente maior em relação ao estado permanente em condições semelhantes. No movimento do fluido desacelerado, os autores constataram que a resistência foi apreciavelmente menor, que para o estado permanente.

Para casos de escoamento acelerado através de um tubo

com orifício , mostraram que a resistência combinada do mesmo, mais a resistência ao cisalhamento do tubo, foi menor que o caso equivalente para estado permanente do fluido. Já para a desaceleração, a resistência foi maior que para as condições semelhantes do caso permanente.

Carstens e Roller (1959) analisaram teoricamente a tensão de cisalhamento causada pelas paredes ou contorno de um tubo, em um escoamento turbulento não permanente, seguido pela apresentação do experimento com escoamento não permanente em tubos lisos.

O estudo dos autores analisou o escoamento não permanente, já que a velocidade média instantânea e o perfil de velocidade instantâneo do escoamento laminar dependem das forças de origem, cada caso teria que ser analisado individualmente, com características únicas.

No escoamento turbulento, a difusão lateral dos redemoinhos tendem a eliminar essa dependência. A tensão de cisalhamento devido ao contorno, é função da velocidade média instantânea e aceleração instantânea. Conseqüentemente, a generalização dos resultados para escoamento turbulento não permanente tornou-se viável.

A análise teórica da tensão de cisalhamento devido ao contorno, desenvolveu-se através da equação da quantidade de movimento linear.

Para um tubo com escoamento não permanente, a

velocidade é em toda parte axial, sendo função da coordenada de raio r , medida a partir da linha de centro do tubo e do tempo t , medido a partir do início do escoamento.

Da mesma maneira que a velocidade, a tensão de cisalhamento τ também depende de r e t . A pressão piezométrica p^* é função de x (comprimento longitudinal do tubo), e de t desde que não haja aceleração transversal média.

A figura 4.18 apresenta o elemento do fluido, de comprimento dx :

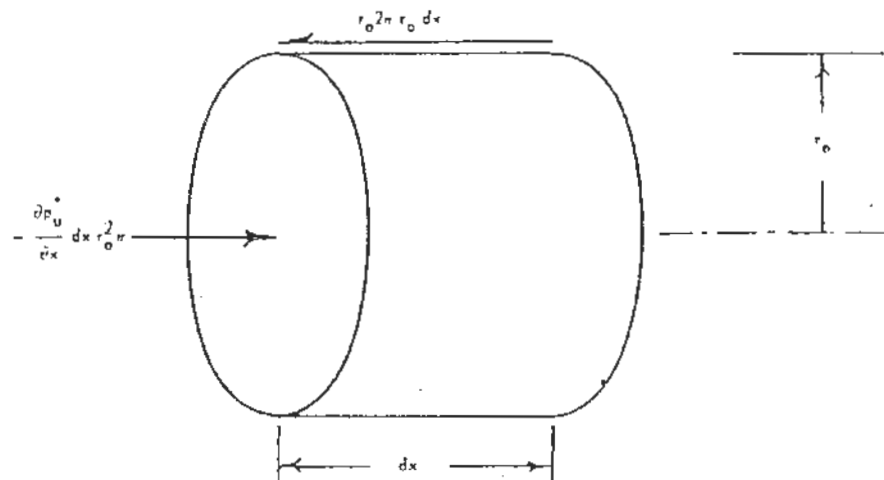


Figura 4.17 Elemento do fluido.
Fonte: Carstens e Roller (1959).

A equação da quantidade de movimento para este elemento foi colocada a seguir, equação [4.57]:

$$-\frac{\partial p^*}{\partial x} dx r_0^2 \pi - \tau_0 2\pi r_0 dx = \frac{\partial}{\partial x} \left[\int_A \rho V dQ \right] + \frac{\partial}{\partial t} \left[\int_V \rho V dV \right] \quad [4.57]$$

onde r_0 = raio do tubo;

p^* = pressão piezométrica;

τ_{ou} = tensão de cisalhamento não permanente devido ao contorno;

V = velocidade no tubo;

\mathcal{V} = volume do elemento do fluido;

Os termos do lado esquerdo da equação [4.54], são as forças externas no elemento do fluido, pressão e tensão de cisalhamento.

O primeiro termo do lado direito é a diferença da quantidade de movimento do fluxo através das áreas das extremidades do elemento do fluido para um dado tempo.

Quando o escoamento é uniforme, este termo é zero. A existência das flutuações da velocidade turbulenta não afetam este termo.

O segundo termo do lado direito da equação é a taxa de variação no tempo, da quantidade de movimento linear das partículas com o interior do elemento.

Admitindo que dx independe de r , e V não é função de x , o segundo termo do lado direito foi simplificado, equação [4.58]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho V dV = \frac{\partial}{\partial t} \left[\iint_A \rho V dA \right] dx = \rho \frac{dQ}{dt} dx = \rho r_o^2 \pi \frac{dV}{dt} dx$$

Dividindo todos os termos da equação [4.58] por $\pi r_o^2 dx$, a equação da quantidade de movimento foi simplificada, equação [4.59]:

$$-\frac{\partial p^*_u}{\partial x} - \frac{2 \tau_{ou}}{r_o} = \rho \frac{dV}{dt} \quad [4.59]$$

onde p^*_u = pressão piezométrica do escoamento não permanente.

Utilizando o mesmo procedimento, Carstens e Roller (1959), derivaram a equação da quantidade de movimento de um elemento cilíndrico anelar, com raio r e espessura dr , equação [4.60]:

$$-\frac{\partial p^*_u}{\partial x} - \frac{1}{r} \frac{\partial (r \tau_u)}{\partial r} = \rho \frac{\partial V}{\partial t} \quad [4.60]$$

onde r = coordenada do raio medida a partir da linha de centro do tubo;

τ_u = tensão de cisalhamento do escoamento não permanente;

O segundo termo do lado esquerdo da equação [4.60], é função da distribuição de velocidade, já que V é função da coordenada do raio r . O termo correspondente no escoamento permanente, é desconsiderado.

Quando a aceleração é pequena, os autores supõem que a distribuição da velocidade no escoamento não permanente é a mesma para o escoamento permanente. Baseiam-se no efeito de difusão lateral dos redemoinhos turbulentos.

A visualização pode ser feita, com o desenvolvimento seqüencial do processo, que acontece quando um escoamento permanente é inicialmente acelerado e novamente volta ao

estado permanente. Os desvios sofridos pelo perfil de velocidade durante a aceleração, podem ser rapidamente removidos com a difusão dos redemoinhos. A semelhança dos perfis de distribuição da velocidade do escoamento permanente e não permanente, foi suposta por Carstens e Roller (1959) pelos autores, baseando-se nesta hipótese.

A lei de potência da distribuição de velocidades para escoamento turbulento em tubos lisos, foi usada pelos autores nas análises seguintes, apresentada na equação [4.61]:

$$\frac{V}{V_m} = \frac{(2n+1)(n+1)}{2n^2} \left(1 - \frac{r}{r_o}\right)^{\frac{1}{n}} \quad [4.61]$$

onde V_m = velocidade média;

n = constante que caracteriza o contorno do perfil de velocidade.

Para números de Reynolds menores que 10^5 o valor de n é 7. O valor do primeiro termo da equação [4.60], foi eliminado na equação anterior, e sendo integrável em relação à r pela substituição da lei de potência, a expressão resultou na equação [4.62]:

$$\tau_u = \tau_{ou} \left(\frac{r}{r_o}\right) + \left[F_1\left(\frac{r}{r_o}\right)\right] r_o \rho \frac{dV}{dt} \quad [4.62]$$

O gradiente da tensão de cisalhamento foi colocado na equação [4.63]:

$$\frac{\partial \tau_u}{\partial r} = \frac{\tau_{ou}}{r_o} + \left[F_2 \left(\frac{r}{r_o} \right) \right] \rho \frac{dV}{dt} \quad [4.63]$$

O gradiente da tensão de cisalhamento depende da coordenada do raio r medida a partir da linha de centro do tubo, o que não acontece no escoamento permanente.

Os valores de $F_1 (r/r_o)$ e $F_2 (r/r_o)$ foram tabelados por Carstens e Roller (1959) para $n = 7$.

As hipóteses subseqüentes, tomaram como base, a igualdade da tensão de cisalhamento e o gradiente da tensão de cisalhamento para a linha de centro do tubo para os escoamentos permanente e não permanente.

A semelhança das distribuições de velocidades nos dois tipos de escoamento também foram admitidas pelos autores, a partir disto. As mudanças na distribuição da tensão de cisalhamento no escoamento não permanente em um seção transversal, foram tomadas como o resultado das acelerações entre as partículas. A aceleração no eixo e a uma distância infinitesimal foi considerada pequena.

Conseqüentemente, após as considerações anteriores, o gradiente da tensão de cisalhamento para o escoamento permanente e não permanente são iguais para o eixo. Somando-se a isto, a tensão de cisalhamento é zero, para ambos os escoamentos.

Para o escoamento permanente a equação [4.64] pode ser escrita na forma de:

$$\frac{d\tau_g}{dr} = \frac{\tau_{os}}{r_o} \quad [4.64]$$

onde τ_g = tensão de cisalhamento no escoamento permanente;
 τ_{os} = tensão de cisalhamento devido ao contorno no escoamento permanente.

r_o = raio do tubo;

r = coordenada do raio medida a partir do eixo.

A equação [4.63] se transforma a partir dos conceitos anteriores na equação [4.65]:

$$\frac{\tau_{ou}}{r_o} = \frac{\tau_{os}}{r_o} - F_2 \left(\frac{r}{r_o} \right) \rho \frac{dV}{dt} \quad [4.65]$$

onde o valor de $F_2 (r/r_o)$ é tirado da tabela para $r = 0$ e $n = 7$.

Um dos principais objetivos dos pesquisadores nos equacionamentos anteriores, foi relacionar a tensão de cisalhamento devido ao contorno entre os dois tipos de escoamentos, permanente e não permanente. A equação [4.65] apresentou esta relação .

A definição do coeficiente de atrito f , foi colocada pela equação [4.66]:

$$f = \frac{8 \tau_o}{\rho V_m^2} \quad [4.66]$$

O valor de $F_2 (r/r_o)$ para a linha de centro do tubo

($r=0$) é igual à -0.1123 , dado da tabela para $n = 7$.

A relação apresentada na equação [4.66], inclui a definição de f e o valor -0.1123 da tabela:

$$\frac{f_u}{f_s} = 1 + 0.449 \frac{D}{f_s V_m^2} \frac{dV}{dt} \quad [4.67]$$

onde f_u = coeficiente de atrito para escoamento não permanente;

f_s = coeficiente de atrito para escoamento permanente.

O coeficiente de f_u depende do valor correspondente f_s e do número de aceleração $(D dV/dt)/V_m^2$.

As medições experimentais foram realizadas de maneira indireta, tanto para o escoamento permanente como não permanente.

Para o escoamento não permanente, os pesquisadores utilizaram a equação [4.56], que envolveu os parâmetros velocidades em função do tempo $V(t)$, e pressão também em função do tempo e distância $p^*(x,t)$.

O experimento foi realizado através de um tubo circular reto, ligado a um reservatório de água com carga piezométrica constante. O escoamento foi inicializado pela abertura de uma válvula colocada a jusante da tubulação.

O jato resultante no final da tubulação teve sua configuração registrada por uma câmara fotográfica, com disparador automático de tempo. Com a análise destes

registros determinou-se os valores de $V(t)$.

Piezômetros espaçados em intervalos de 95 diâmetros, forneceram os valores das pressões $p^*(x,t)$.

Os sinais do transdutor de pressão após amplificados, foram registrados por um oscilógrafo.

A hipótese de Carstens e Roller (1959) para o estudo do escoamento turbulento, baseou-se no fato de que os perfis das velocidades instantâneas, da velocidade média instantânea, e conseqüentemente a tensão de cisalhamento devido ao contorno, não dependem da história do movimento do escoamento turbulento, em conseqüência da difusão lateral dos redemoinhos turbulentos

A história do movimento é comumente descrita pela ação das forças ou gradiente de pressão piezométrica, que causam a turbulência no fluido.

Carstens e Roller (1959) concluíram que os resultados experimentais não tornaram possível a averiguação desta hipótese, que foi a base da derivação da equação [4.64].

Observaram que na publicação de Daily et al. em 1956, o efeito histórico foi notado durante a desaceleração, mas não durante a aceleração.

Iwanicki e Fontaine (1962) estudaram como medir escoamento não permanente, utilizando medidor eletromagnético em sistemas hidráulicos com características de alta frequência.

A seção utilizada para a medição tem diâmetro interno de 0.484 polegadas e a faixa de frequência de 100_1000 Hz .

Certas dificuldades tornaram-se aparentes na calibração do aparelho. A primeira dificuldade encontrada foi a existência de distúrbios de campos magnéticos estranhos.

Outra dificuldade foi o sinal de arraste do medidor que aparece aleatoriamente, essencialmente D.C., difícil de separá-lo do sinal de vazão. A precisão dos resultados foram de mais ou menos 5%.

O principal interesse do estudo de McCloy publicado em 1966, foi o escoamento não permanente dos líquidos. Considerando que as densidades dos líquidos são maiores que a dos gases, o efeito de inércia foi de maior interesse nos escoamentos líquidos.

O autor investigou esses efeitos em dois problemas de escoamento não permanente.

O primeiro, relacionado com servoválvulas hidráulicas, onde ele se interessou pelo efeito da oscilação em válvulas, e pela queda de pressão pulsante em uma vazão média através de um orifício em tubos.

No segundo problema, o autor considerou o uso de um medidor Venturi e um manômetro para medir vazões médias dinâmicas.

McCloy (1966) escreveu que muito pouco era conhecido sobre as variações dos coeficientes de descarga em um escoamento líquido não permanente, e que tentativas não eram realizadas para prognosticar seus valores teóricos.

Para a resolução do primeiro problema, o autor utilizou a teoria para fluidos incompressíveis na investigação dos

efeitos da inércia dos fluidos no escoamento não permanente, através de válvulas e medidores de vazão.

Dois tipos de distúrbios oscilatórios foram considerados:

1) Oscilação na válvula, para queda de pressão constante,

2) Oscilação da pressão para orifício de área constante. Com o primeiro tipo de distúrbio foi mostrado que a vazão média decresce com a frequência da oscilação. No segundo distúrbio, onde a queda de pressão é pulsante, a vazão aumenta com a frequência.

McCloy (1966) escreveu sobre os trabalhos dos pesquisadores direcionados para o aperfeiçoamento dos métodos de medição de escoamento pulsante, e a determinação da relação entre a vazão indicada por medidores convencionais, como por exemplo, orifícios de borda quadrangular e a vazão real sob condições dinâmicas.

Em tempos anteriores, considerou-se que a vazão sob condições dinâmicas pode ser calculada a partir do conhecimento das características do medidor ou do orifício no estado permanente.

Exemplificando o parágrafo anterior, o autor escreveu que se a queda de pressão instantânea e a área do orifício forem conhecidas, então a vazão para aquele instante no estado não permanente, será a mesma que deveria existir para a queda de pressão e área do orifício no estado permanente.

A seguir, McCloy (1966) citou três efeitos que podem

aumentar as diferenças entre a vazão no escoamento permanente e a vazão no escoamento não permanente:

1-Quando o escoamento é não permanente, uma certa quantidade de queda de pressão total no sistema é utilizada para acelerar e desacelerar o fluido dentro do sistema.

O efeito de inércia provoca uma demora no restabelecimento do escoamento, quando ocorrem mudanças na queda de pressão ou na área do orifício. Essa demora resulta na atenuação da amplitude da vazão, e no aumento na frequência.

2-O coeficiente de contração C_c e o coeficiente de descarga C_D de um orifício mudam sob condições dinâmicas.

McCloy (1966) escreveu as considerações de Daily et al. (1956) referentes aos efeitos de inércia dos fluidos: para o escoamento de água através de um orifício de borda quadrangular em tubos, o coeficiente de descarga aumenta quando o escoamento acelera, e diminui quando o escoamento desacelera.

McCloy (1966) observou em seguida, que a natureza exata destas variações não são completamente compreendidas.

Sobre os estudos de Earles e Zarek (1963), o autor descreveu sobre o escoamento do ar através de um orifício similar, levando-se em conta a reflexão das ondas de pressão. Verificaram que coeficiente de contração é reduzido quando a queda de pressão é não permanente.

3-As perdas por atrito devem ser diferentes sob estas condições.



condições.

Referindo-se às pesquisas de Lambossy (1952) e Uchida (1956), o autor escreveu que quando o escoamento é laminar, a pulsação do líquido em tubos resultam na transição do perfil de velocidade de uma parábola, para uma forma aproximadamente plana, tal qual o aumento da frequência.

Foster (1965) também citado por McCloy (1966), referindo-se à pulsação do líquido em tubos, mostrou que um filamento líquido em um tubo sob condições oscilatórias, resulta no aumento das perdas de energia viscosas.

Ao repetir a análise para perdas turbulentas, sob condições oscilatórias, o autor escreveu sobre a alta complexibilidade para o 'estado permanente' e não se surpreendeu com as dificuldades encontradas para a obtenção de informações para o estado não permanente.

O estudo de Daily et al. (1956) mostrou que as perdas turbulentas são conseqüentes da taxa de variação da vazão, mas infelizmente os resultados experimentais referem-se apenas à condições transientes, que não incluem escoamentos oscilatórios.

Foster (1962) e McCloy e McGuigan (1965) estudaram os efeitos do escoamento não permanente no coeficiente de descarga de servoválvulas.

Foster analisou a oscilação de uma válvula carretel sob uma carga de pressão constante. O efeito de inércia não foi considerado apenas para a redução total do escoamento.

A combinação dos efeitos da queda de pressão variando

com o tempo e área do orifício, foram estudados por McCloy e McGuigan (1965) experimentalmente e teoricamente. O efeito de inércia do fluido também não foi considerado apenas na redução da vazão e deduziram que os coeficientes de orifício são dependentes da frequência.

Concluíram que o valor da desaceleração do escoamento durante a oscilação, é que determinou a parcela de redução no coeficiente de descarga.

O trabalho de Tanaka (1929) e Kastner et al. (1964) foi citado também por McCloy (1966). Eles utilizaram ar através de válvulas de gatilho em máquinas de combustão interna. Observaram que a redução da vazão sob condições dinâmicas foi causada por efeito de inércia do fluido, e mudanças dos coeficientes das válvulas.

Earles e Zarek (1963) utilizaram um manômetro que mediu a queda de pressão dinâmica média, usaram em conjunto com um orifício de borda quadrangular para medir escoamento de ar pulsante.

McCloy (1966) concluiu que quando ocorre oscilação da válvula e a queda de pressão permanece constante, a amplitude da oscilação da vazão diminui tal qual o coeficiente de inércia aumenta, e a vazão média é reduzida.

Quando a queda de pressão é oscilante, a amplitude da vazão decresce com o aumento do coeficiente de inércia, e a vazão média aumenta. Isto causa um erro da raiz quadrada, referindo-se às análises feitas por Fortier (1969), que demonstrou que a grande parte da diferença entre a vazão real

média e a vazão calculada, foi devido ao efeito da raiz quadrada usando a queda de pressão média.

O fato baseia-se na constatação de que a raiz quadrada da queda de pressão média, não é igual à raiz quadrada média da queda de pressão.

A conclusão de McCloy (1966) para o segundo problema em que investiga os efeitos da inércia dos fluidos, foi que podem ser utilizados o medidor venturi, manômetro e transdutor de pressão para medir a vazão média dinâmica, quando a queda de pressão é pulsante.

O manômetro mede a queda de pressão média com a qual o escoamento de referência é calculado, e o transdutor de pressão informa sobre a amplitude da oscilação da pressão.

Se o fator de inércia é calculado, informações suficientes são disponíveis para a determinação da vazão média.

Efeitos de compressibilidade foram considerados por McCloy (1966). Observou que durante a oscilação pode ocorrer cavitação na válvula.

Martin (1968) enfatizou em seu texto que as maiores aplicações para medidas de vazão são para escoamento permanente.

Citou exemplos de fluidos freqüentemente encontrados, que apresentam o comportamento não permanente .

Em determinado trecho de sua publicação, referiu-se ao texto anteriormente citado de McCloy (1966), onde foram citadas as possibilidades de obtenção de valores de um

escoamento sob condições dinâmicas, utilizando dados do escoamento permanente.

Alguns aparelhos utilizados para escoamentos dinâmicos, foram descritos, como hidrômetro de velocidade, chapa de arraste, medidor eletromagnético, ultra-sônico e medidor com fio quente.

Hirose e Oka (1969) através da superposição de dois escoamentos unidirecionais, um permanente e outro pulsante, concluíram que na fase desacelerada, o coeficiente em regime não permanente é maior do que o coeficiente no regime permanente. Já para a fase acelerada a situação se inverte.

Hoppmann II e Liu (1971) utilizaram um medidor de orifício em um sistema circulatório para medir escoamento pulsante.

Analisaram o processo de medição de vazão de um fluido, para uma queda de pressão dentro de um determinado intervalo de tempo através de um orifício.

Descreveram e avaliaram o desempenho do medidor tipo orifício para problemas que envolvem escoamentos não permanente. Um dos modelos discutidos foi o sistema cardiovascular.

Kurokawa e Morikawa (1986) estudaram escoamentos acelerados e desacelerados para determinar as características de um escoamento transiente em um tubo circular, o mesmo ocorrendo com a formação dos perfis de velocidade.

As faixas de transição das velocidades e os

coeficientes de atrito também foram determinados pelos autores .

Os resultados dos estudos até então realizados para a determinação dos coeficientes de atrito devido às paredes para escoamentos não permanentes, apresentaram resultados dispersos entre si. Os autores atribuem-no à estreita faixa de valores das acelerações e desacelerações utilizados pelos pesquisadores.

Preliminarmente, escreveram também que as causas do fenômeno que determinam as diferenças entre os coeficientes de perda de carga por atrito no escoamento permanente e não permanente ainda não estão muito claras.

O equipamento utilizado por Kurokawa e Morikawa (1986) foi composto de um tanque cilíndrico fornecedor da água para uma seção de testes com 25 mm de diâmetros e 6000 mm, passando por um medidor eletromagnético até um reservatório subterrâneo. Um tanque amortecedor e uma válvula de esfera são acionados por um motor de passo. Três transdutores de pressão e um anemômetro de fio quente foram montados na seção de testes instalada horizontalmente. Os sinais de saída foram registrados por um computador e simultaneamente por oscilógrafo eletromagnético. Realizaram seus experimentos, com cinco diferentes condições de contorno em escoamentos acelerados e desacelerados.

Teoricamente partiram da equação [4.58] da quantidade de movimento para escoamento não permanente incompressível:

$$\rho \frac{\partial V}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\tau r)}{\partial r} \quad [4.68]$$

onde x = distancia na direção do escoamento;

r = raio;

t = tempo;

ρ = densidade do fluido;

V = velocidade em função de r e t ;

p = pressão em função de r e t ;

τ = tensão de cisalhamento em função de r e t .

A equação [4.58] pode ser numericamente resolvida se o gradiente de pressão, primeiro termo do lado direito da equação, for dado como uma função do tempo. Integrando para uma determinada seção, os valores da velocidade média e aceleração média foram introduzidas, e também a diferença de pressão para um comprimento l , a tensão de cisalhamento (τ_0) e raio do tubo (r_0).

A perda de carga entre dois pontos em uma tubulação com escoamento transiente foi descrita de outra maneira por Kurokawa e Morikawa (1986), equação [4.69]:

$$H_{total} = H_{aceleração} + H_{cisalhamento} \quad [4.69]$$

Os estudos efetuados determinaram o desvio do coeficiente de atrito do escoamento não permanente (f_u) a partir do coeficiente de atrito do escoamento permanente (f_p), isto é, consideraram que esse desvio é proporcional à forma adimensional da aceleração ($2aD/V_2$). Equação [4.70]:

$$f_u - f_s = c_{\text{DAILY}} \frac{2 a D}{V^2} \quad [4.70]$$

onde c_{DAILY} = coeficiente de proporcionalidade;

a = aceleração;

D = diâmetro do tubo;

V = velocidade do fluido.

Kurokawa e Morikawa (1986) relacionaram as diferenças de pressão com outro parâmetro β , onde $\beta = 1 + c_{\text{DAILY}}$. Equação [4.69]:

$$\frac{\Delta P_u}{\Delta P_s} = 1 + \beta \frac{2 a D}{f_s V^2} \quad [4.71]$$

Constataram que para um escoamento turbulento, o coeficiente de atrito num escoamento acelerado tende a ser menor do que num escoamento permanente, enquanto que para o escoamento laminar a situação se inverte.

Na desaceleração, para um escoamento turbulento, o coeficiente de atrito foi maior que para escoamento permanente.

Resumidamente colocaram: para escoamento acelerado laminar $f_u > f_s$; para escoamento acelerado turbulento $f_u < f_s$ para larga faixa de valores, onde $\beta = 1,18$ para escoamento laminar, e $\beta = 0,73$ para turbulento.

Na desaceleração, $f_u > f_s$ para os dois regimes laminar e turbulento, com $\beta = 0,78$ para escoamento desacelerado

turbulento.

O coeficiente para o escoamento laminar desacelerado não foi determinado devido as dificuldades encontradas.

Monteiro (1990) pesquisou o desvio entre o coeficiente de perda de carga em uma tubulação lisa em um escoamento não permanente e o coeficiente de perda de carga em um escoamento permanente em relação ao número de aceleração.

O autor comprova essa relação experimentalmente, e sugeriu um novo valor para o coeficiente de proporcionalidade. Comparou os dados experimentais obtidos com os resultados experimentais de outros pesquisadores, como Daily et al., Carstens e Roller, Hirose e Oka , Kurokawa e Morikawa.

Monteiro (1990) utilizou a descarga de um reservatório cilíndrico com nível variável, cuja taxa de variação foi registrada por uma célula de carga, obtendo de forma indireta as velocidades e acelerações.

Medidas de diferenças de pressão foram realizadas utilizando-se transdutores de pressão e os dados foram adquiridos por um sistema de aquisição de dados anexado a um microcomputador.

Escreveu sobre as diferentes maneiras utilizadas pelos pesquisadores para a obtenção dos dados, atribuindo a isto, a dispersão entre os resultados experimentais. A figura 4.18 mostra esta dispersão:

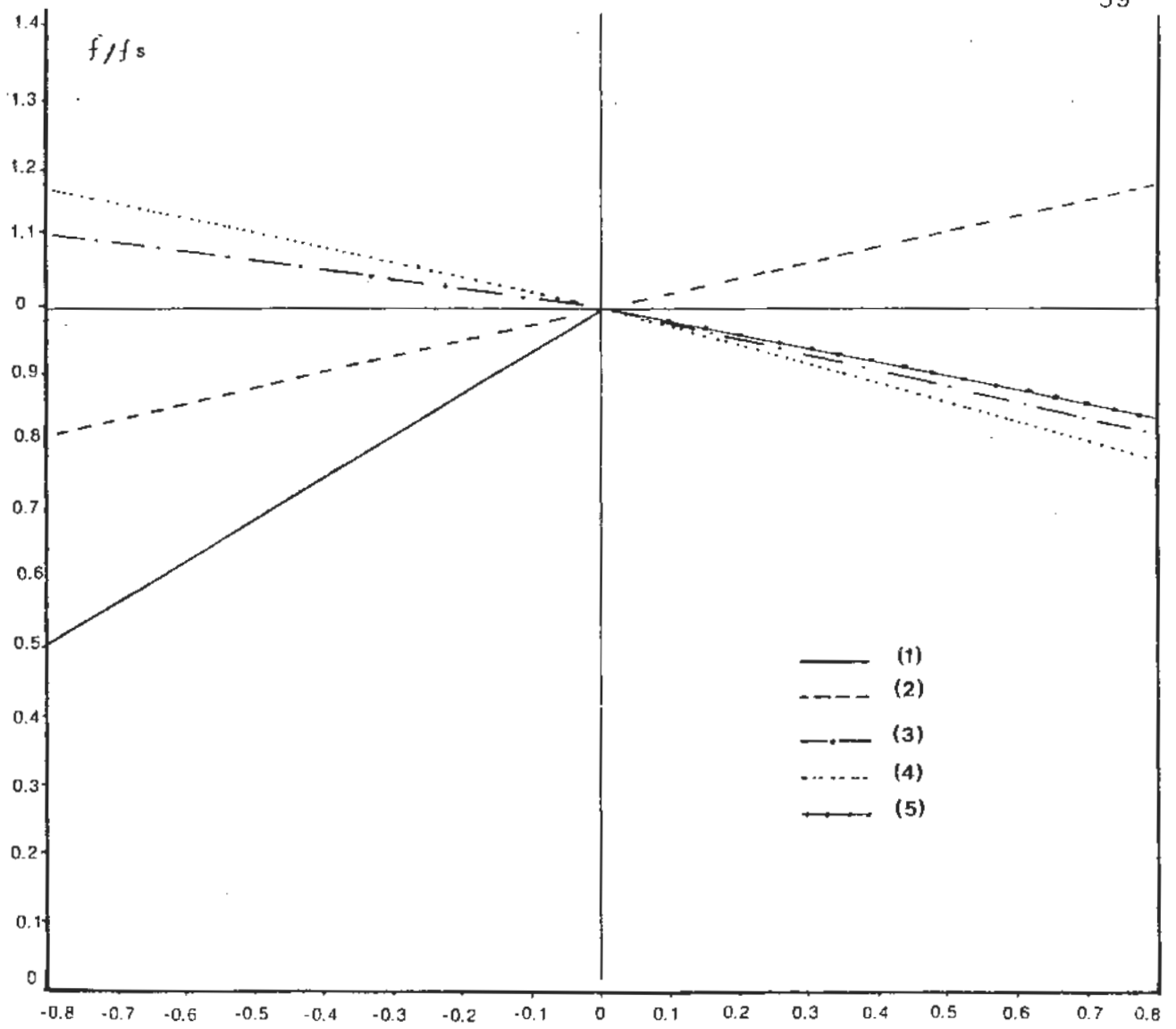


Figura 4.18 Resultados experimentais de Daily et al.(1), Carstens e Roller (2), Hirose e Oka (3), Kurokawa e Morikawa (4) e Monteiro (5). Fonte: Monteiro (1990).

$$\frac{2D}{f_s v^2} \frac{dt}{dv}$$

4.3 Observações sobre a revisão

Na bibliografia sobre perdas localizadas no escoamento permanente, há uma faixa de variação muito grande para os valores do coeficiente de perda de carga K para uma contração brusca. Os coeficientes relacionados à uma contração de diâmetros 50 mm e 38 mm estão na tabela 4.15.

Alguns autores publicaram os valores para o coeficiente K de 1855 pesquisados por Weisbach, como Rouse (1949), Streeter (1961), Vennard e Street (1978) e Avila (1987). Outros autores publicaram coeficientes diferentes dos de Weisbach, mas com o mesmo equacionamento. Alguns autores como Benedict (1980) e Avila (1987) publicaram graficamente os valores para K colocando em evidência a faixa de variação, mas sem questioná-los. A partir disto foram iniciados ensaios com escoamento permanente para a verificação dos coeficientes de perda K antes de iniciar os experimentos com escoamento não permanente que é o principal interesse desta pesquisa.

Tabela 4.15 Valores dos coeficientes de perda de carga K para escoamento permanente.

AUTORES	K
Weisbach citado por Avila (1987)	0.27
Weisbach citado por Rouse (1949)	0.23
Weisbach citado por Vennard e Street (1978) Idel'cik (1969)	0.19
Streeter (1961)	0.21
King e Crocker (1967)	0.19
Giles (1967)	0.14
Nevers (1970)	0.13
Lencastre (1972)	0.19
Neves (1974)	0.23
Silvestre (1979)	0.19
SAE citado por Benedict (1980)	0.31
Crane citado por Benedict (1980)	0.27
Hughes e Safford citados por Benedict (1980)	0.17
Douglas et al. (1985)	0.21
Kisiliev citado por Avila (1987)	0.20
Daugherty et al. (1989)	0.21
Schöizer (1990)	0.18
	0.19

A bibliografia sobre escoamento não permanente envolveu estudos sobre perdas de carga, sem mencionar perdas provocadas por contração brusca.

O estudo de perdas localizadas nesse tipo de escoamento receberam pouca ou quase nenhuma atenção por parte dos pesquisadores, principalmente quando o escoamento é unidirecional, como o da pesquisa em desenvolvimento.

A maior parte dos estudos sobre perdas em escoamentos

não permanentes, refeririu-se às perdas de carga distribuídas, que também apresentaram dispersão entre os valores apresentados pelos pesquisadores.

As primeiras publicações sobre perdas no escoamento não permanente foram de 1956 por Daily et al., alguns pesquisadores partiram deste trabalho para desenvolver outros estudos nos 13 anos seguintes. A partir desta época não foram encontrados publicações sobre o assunto até 1986, ano em que os pesquisadores Kurokawa e Morikawa publicaram estudos com escoamento não permanente, e em 1990 por Monteiro ao comparar os seus resultados com os de vários pesquisadores sobre perdas distribuídas.

5 METODOLOGIA

O progresso computacional permitiu-nos avaliar, sob vários aspectos, como se comportam as partes componentes da simulação de um fenômeno em escoamento não permanente.

Aplicando-se as leis naturais a um volume de controle, VC, obtêm-se uma descrição integral do fenômeno.

O conceito de volume de controle é utilizado na dedução das equações da continuidade, da quantidade de movimento e da energia na análise do movimento dos fluidos.

As características dos escoamentos permanente e não permanente através de uma contração brusca em uma tubulação foram determinadas pela aplicação dessas equações, figura 5.1:

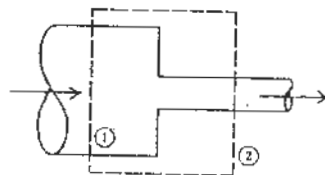


Figura 5.1 Volume de controle.
Fonte: Nevers (1970).

A equação da energia, ou primeira lei da termodinâmica, em sua formulação integral permite comparar as características de um escoamento como: velocidade, altitude

e pressão entre duas seções distintas de um volume de controle.

A perda de carga em um sistema qualquer, descrita pela equação da energia, está expressa na equação [5.1]:

$$\frac{\delta Q_R}{\delta t} - \frac{\delta W}{\delta t} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho e dV + \iint_A \left(\frac{p}{\rho} + e \right) \rho v dA \quad [5.1]$$

onde

$$e = gz + \frac{V^2}{2} + u \quad [5.2]$$

gz = energia potencial;

$V^2/2$ = energia cinética;

u = energia interna, que é função das forças e

espaçamentos intermoleculares $u = f(p, \rho, T)$.

Para um escoamento permanente, onde não há troca de calor nem trabalho introduzido ou retirado do volume de controle, a equação da energia pode ser definida:

$$\iint_A \left(\frac{p}{\rho} + e \right) \rho v dA = 0 \quad [5.3]$$

$$\iint_{A_1} \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 + u_1 \right) \rho v dA + \iint_{A_2} \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + u_2 \right) \rho v dA = 0 \quad [5.4]$$

A equação da energia entre duas seções no escoamento

permanente, pode ser simplificada com a relação apresentada pela equação da continuidade, ou princípio da conservação da massa, equação [5.5]:

$$\iint_A \rho v dA + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV = 0 \quad [5.5]$$

Para o escoamento permanente, o segundo termo da equação [5.5] é nulo, portanto:

$$\iint_A \rho v dA = 0 \quad [5.6]$$

Já que o fluxo total de massa através do volume de controle é nulo, a equação [5.7] pode ser escrita para as seções 1 e 2 (figura 5.1):

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad [5.7]$$

Trabalhando com valores médios, as grandezas v , u , z e p ficam constantes nas áreas de entrada e saída do volume de controle, e levando-se em conta a equação da continuidade [5.7], a equação da energia em um escoamento turbulento permanente para fluido incompressível, entre as seções 1 e 2 pode ser expressa na equação [5.8]:

$$\left(\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz \right)_1 - \left(\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz \right)_2 = u_2 - u_1 \quad [5.8]$$

O termo do lado direito da equação [5.8] é a perda de energia, que o escoamento sofre para atravessar a tubulação em um escoamento permanente.

Com o princípio da equação da continuidade, a perda de energia traduz-se em variação da pressão estática disponível no volume de controle, isto é, a perda provocada pela contração dos diâmetros. A equação ficará sob a forma:

$$\left(\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_1 - \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_2 = K \frac{v^2}{2g} \quad [5.9]$$

onde

$$\Delta e = K \frac{v^2}{2g} \quad [5.10]$$

A determinação do coeficiente K é feita experimentalmente com os dados das pressões e das velocidades.

No escoamento permanente, a perda de energia (Δe) colocada na forma de ΔP ($\Delta P = \gamma \Delta H$), depende das grandezas dimensionais como pressão, velocidade no tubo de menor diâmetro, diâmetro dos tubos 1 e 2 da contração brusca e da viscosidade dinâmica do fluido.

Os parâmetros adimensionais, que estão relacionados com esta perda de carga, foram definidos pelas equações [5.11],[5.12] e [5.13]:

$$Rey = \frac{\rho V_2 D_2}{\mu} \quad [5.11]$$

onde Rey = número de Reynolds;

ρ = densidade do fluido (K_g / m^3);

μ = viscosidade dinâmica do fluido ($N \cdot s / m^2$).

$$m = \frac{D_2^2}{D_1^2} \quad [5.12]$$

onde m = relação das áreas da contração brusca.

$$K_B = \frac{\Delta H}{\frac{V_2^2}{2g}} \quad [5.13]$$

onde K_B = coeficiente de perda de carga de uma contração brusca no escoamento permanente.

No escoamento não permanente, a perda de carga depende também da aceleração dV_2 / dt , dando origem ao número de aceleração:

$$\sigma = \frac{2D_2 \left(\frac{dV_2}{dt} \right)}{V_2^2} \quad [5.14]$$

onde σ = número de aceleração;

Sendo assim, o coeficiente de perda K para uma contração brusca, em um escoamento não permanente, depende

das grandezas Rey, m , δ .

Os primeiros estudos sobre perda de carga em escoamento não permanente, foram realizados por Daily et al. em 1956. Analisaram teoricamente e experimentalmente as perdas provocadas por atrito em tubos lisos e orifícios.

O equacionamento utilizado pelos pesquisadores, baseou-se no princípio da quantidade de movimento, equação [5.15], detalhada pela figura publicada por Carstens e Roller (1959):

$$-\frac{\rho \dot{p}}{\rho x} dx r_o^2 \pi - \tau_{ou} 2\pi r_o dx = \frac{\partial}{\partial x} \left[\int_A \rho V dQ \right] + \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho V dV$$

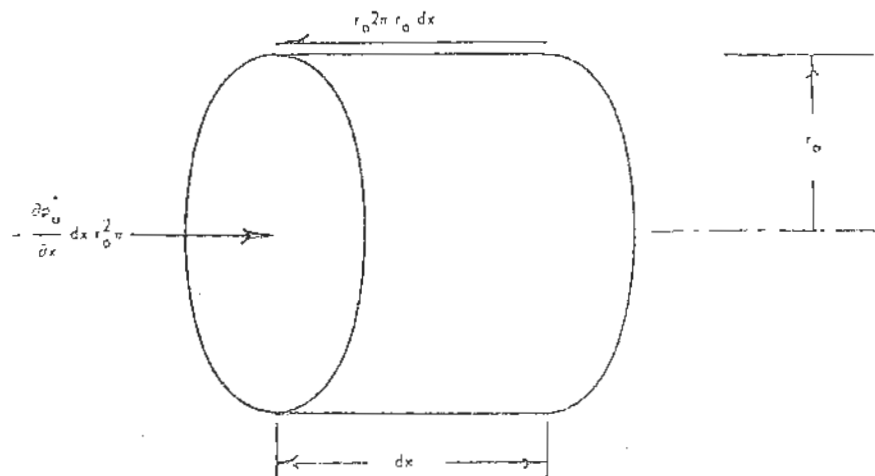


Figura 5.2 Elemento do fluido.
Fonte: Carstens e Roller (1959).

No escoamento turbulento permanente, a tensão de cisalhamento devido às paredes está expressa na equação [5.16]:

$$\tau_o = \frac{\rho f V^2}{8} \quad [5.16]$$

Admitindo a hipótese de que o atrito, no escoamento não permanente, seja idêntico ao do escoamento permanente, a equação do movimento transforma-se na equação [5.17]:

$$\frac{dv}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \operatorname{sen} \beta + \frac{f |v|v}{2d} = 0 \quad [5.10]$$

Daily et al. (1956) mostraram analiticamente que o desvio sofrido pelos coeficientes de atrito f_s no escoamento permanente, e f_u no escoamento não permanente, é diretamente proporcional ao número de aceleração, equação [5.18]:

$$f_u - f_s = c_{\text{Daily}} \sigma \quad [5.18]$$

onde c_{Daily} = coeficiente de proporcionalidade.

A modelação matemática proposta por Daily et al. foi verificada por Carstens e Roller (1959), Hirose e Oka (1969), Kurokawa e Morikawa (1986) e Arens e Monteiro (1990).

Considerando a hipótese de Daily et al. (1956), o equacionamento para o cálculo dos desvios dos coeficientes de perda de carga entre os dois tipos de escoamento, através de uma contração brusca, pode ser estudado por analogia.

Tomando-se a forma generalizada da equação da energia [5.1], o primeiro termo do lado direito da equação é considerado para um escoamento não permanente, equação [5.19]:

$$\frac{u_2 - u_1}{g} + \frac{1}{gq} \iiint_V \frac{\partial u}{\partial t} dV = \left(\frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_1 - \left(\frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_2 - \frac{1}{gq} \iiint_V v \frac{\partial v}{\partial t} dV$$

$$\Delta e = \left(\frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_1 - \left(\frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_2 - \frac{1}{gq} \iiint_V v \frac{\partial v}{\partial t} dV \quad [5.20]$$

Considerando a perda de energia no escoamento não permanente sob a forma :

$$\Delta e = K_u \frac{V^2}{2g} \quad [5.21]$$

onde K_u = coeficiente de perda de carga não permanente para uma contração.

A equação [5.22] foi definida:

$$\left(\frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_1 - \left(\frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_2 = K_u \frac{V^2}{2g} + \frac{1}{gq} \iiint_V v \frac{\partial v}{\partial t} dV \quad [5.22]$$

Colocando o segundo termo do lado direito na forma:

$$\frac{1}{gq} \iiint_V v \frac{\partial v}{\partial t} dV = \frac{L_o}{g} \frac{dv}{dt} \quad [5.23]$$

A equação [5.22] foi reescrita :

$$\left(\frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_1 - \left(\frac{p}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_2 = K_u \frac{V^2}{2g} + \frac{L_o}{g} \frac{dv}{dt} \quad [5.24]$$

Da hipótese de Daily et al. (1956), equação [5.25]:

$$K_u - K_s = C_{Daily} \sigma \quad [5.25]$$

resultou :

$$\left(\frac{P}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_1 - \left(\frac{P}{\gamma} + \alpha \frac{V^2}{2g} + z \right)_2 = k_s \frac{V^2}{2g} + \frac{(L_o + C_{Daily} d)}{g} \frac{dV}{dt} \quad [5.26]$$

Da equação [5.25] mais a equação [5.26]:

$$k_u = k_s + \frac{2(L_o + C_{Daily} d)}{V^2} \frac{dV}{dt} = k_s + \left(C_{Daily} + \frac{L_o}{d} \right) \sigma \quad [5.27]$$

Transformando-se na equação [5.28]:

$$\frac{k_u}{k_s} = 1 + \left(C_{Daily} + \frac{L_o}{d} \right) \frac{\sigma}{k_s} = 1 + c_o \frac{\sigma}{k_s} \quad [5.28]$$

onde c_o = constante de proporcionalidade para uma contração;

Os dados experimentais para o cálculo de coeficiente de perda de carga para uma contração brusca no escoamento não permanente foram obtidos para cada intervalo de tempo durante a aceleração e desaceleração do fluido.

Os dados experimentais quando substituídos na equação [5.29], forneceram o valor da perda de carga causada pela contração brusca. A figura 6.1 mostra esquematicamente o banco de ensaio no qual foram obtidos esses dados:

$$\Delta H = H_2 - H_3 - \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} - (J_1 L_1 + J_2 L_2) \quad [5.29]$$

onde

$$J_1 = \frac{H_1 - H_2}{L_{12}} \quad [5.30]$$

$$J_2 = \frac{H_3 - H_4}{L_{34}} \quad [5.31]$$

onde ΔH = perda de carga causada pela contração ;

H_1 = carga piezométrica na tomada de pressão 1 ;

H_2 = carga piezométrica na tomada de pressão 2 ;

H_3 = carga piezométrica na tomada de pressão 3 ;

H_4 = carga piezométrica na tomada de pressão 4 ;

V_1 = velocidade no tubo de maior diâmetro D_1 ;

V_2 = velocidade no tubo de menor diâmetro D_2 ;

L_1 = comprimento da tubulação de diâmetro D_1 entre as tomadas de pressão 2-3;

L_2 = comprimento da tubulação de diâmetro D_2 entre as tomadas de pressão 2-3;

J_1 = perda de carga linear no tubo de diâmetro D_1 ;

J_2 = perda de carga linear no tubo de diâmetro D_2 .

Os valores adquiridos pelo sistema de aquisição de dados com intervalos de 20 ms foram: vazão(t), $H_{12}(t)$, $H_{23}(t)$,

$H_{34}(t)$, e utilizados para os cálculos das velocidades nos tubos de diâmetro 1 e 2, acelerações, desacelerações e também a perda de carga $\Delta H(t)$ no local da contração, conseqüentemente os valores para K_B , K_U e σ .

6 EQUIPAMENTO DO BANCO DE ENSAIO

As partes componentes do experimento em laboratório, atuaram decisivamente na simulação do fenômeno físico descrito nesta pesquisa, mostrado esquematicamente pela figura 6.1:

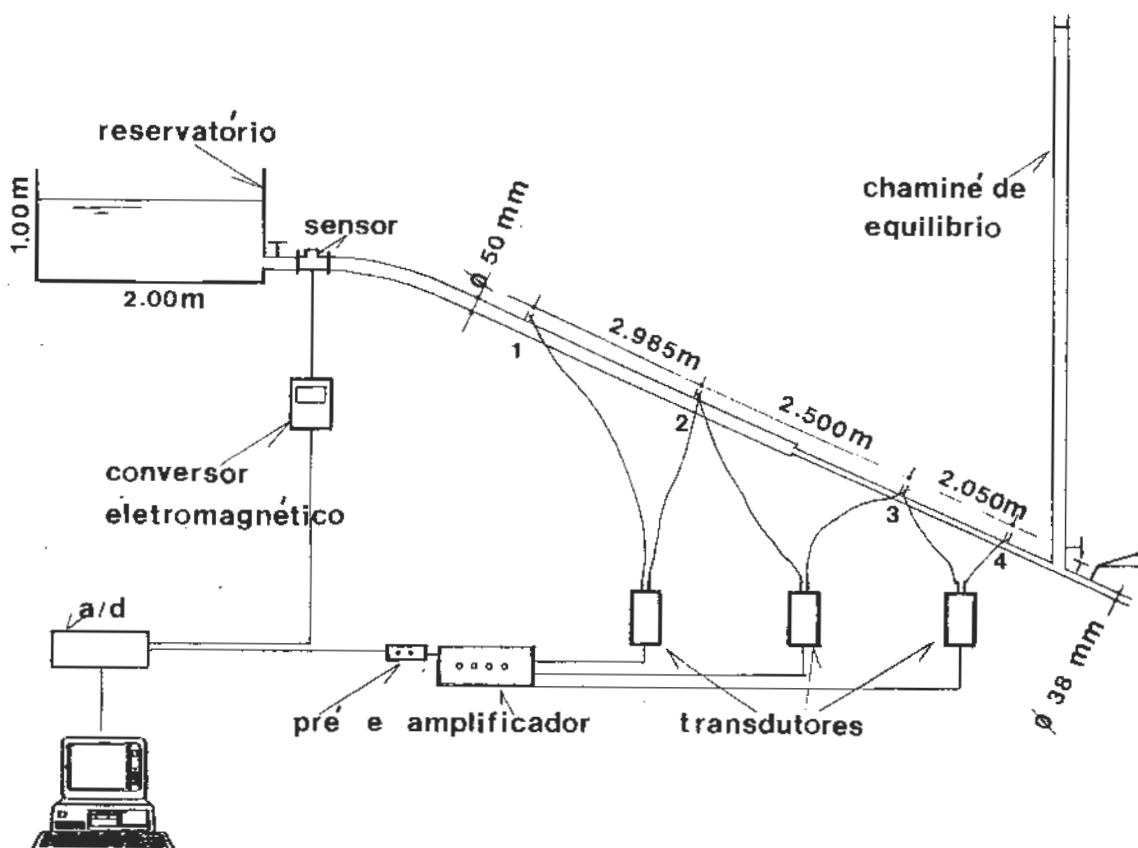


Figura 6.1 Equipamento do banco de ensaio.

O modelo foi construído com a finalidade da obtenção, de uma expressão para a perda de carga em um escoamento unidirecional, incompressível através de uma tubulação lisa

com contração brusca.

O escoamento sob a ação da gravidade, se estende inclinadamente por uma tubulação de PVC com 7,535 m de comprimento, a partir de um reservatório com volume de 2m^3 numa altura de 3,200 m com nível estável.

O comprimento do primeiro trecho da tubulação de diâmetro 50 mm é de 4,235 m, e o segundo trecho de diâmetro 38 mm é de 3,300 m. A contração brusca resulta da junção das tubulações de diferentes diâmetros, comumente encontrada em projetos de engenharia hidráulica com tubulação em série.

Uma válvula de esfera, manualmente acionada, foi o dispositivo colocado no final da tubulação, para que o escoamento pudesse ser acelerado ou desacelerado convenientemente.

As manobras efetuadas nestes ensaios experimentais, como a grande maioria daquelas que ocorrem na prática, foram lentas, para diminuir as sobrepressões que provocam o golpe de aríete no encontro da tubulação com a válvula a jusante.

Para que as condições ficassem mais favoráveis, instalou-se uma chaminé de equilíbrio de 6 m de altura e diâmetro de 2 polegadas, a altura foi suficiente para evitar o transbordamento do fluido, e não permitir a entrada de ar na tubulação durante os ensaios em que ocorrem oscilações maiores.

A energia do fluido transforma-se em potencial, na

subida pela chaminé, para além do nível estático, criando um desnível positivo entre a chaminé e o reservatório. Isto acontece quando toda a energia cinética do fluido é transformada em potencial, a partir daí, o fluido desce em direção oposta ao escoamento, o fenômeno é repetido até a estabilização do escoamento.

As 4 tomadas de pressão instaladas ao longo da tubulação foram conectadas a 3 transdutores elétricos para os ensaios.

Os sinais de medição das vazões e das pressões, foram feitas com a utilização desse equipamento, em conjunto com a instrumentação descrita no próximo item.

7 INSTRUMENTAÇÃO

A instrumentação representa um dos principais itens na determinação de variáveis físicas em um projeto de pesquisa. A qualidade e desempenho dos instrumentos permitem a execução de ensaios experimentais com resultados precisos e rápidos.

Fizeram parte do projeto de pesquisa e do sistema de obtenção de dados: medidor de fluxo eletromagnético, transdutores de pressão, amplificador e pré-amplificador de sinais, aparelho de aquisição analógico/digital e computador.

7.1 Medidor de vazão eletromagnético

7.1.1 Teoria e funcionamento

Segundo Springer (1980), nos últimos 25 anos, o medidor de vazão eletromagnético tem-se tornado uma ferramenta indispensável no controle dos processos de engenharia.

Evans (1986) escreveu sobre o progresso da teoria e instrumentação eletrônica que contribuiu para a melhora nas precisões das medidas, tal como a mudança de corrente alternada para corrente contínua pulsado, permitindo o uso de microprocessadores nos medidores eletromagnéticos.

Historicamente, o medidor de fluidos eletromagnético teve sua origem a partir do experimento de Michael Faraday, por volta de 1832. O pesquisador mediu o escoamento no rio Tâmsa, utilizando dois eletrodos conectados a um galvanômetro para medir a voltagem induzida produzida pela água do rio, através do campo magnético da terra.

Os medidores eletromagnéticos atuais, operam de acordo com a lei de Faraday, que estabelece que, quando um condutor atravessa perpendicularmente um campo magnético, uma tensão é induzida e proporcional a velocidade do fluido condutor e ao diâmetro da seção do tubo. Matematicamente é descrita na publicação de Springer (1980), equação [7.1]:

$$e = \mathbf{B} L V \quad [7.1]$$

onde e = voltagem induzida (V);

B = densidade do fluxo magnético (T);

L = comprimento do condutor (diâmetro do tubo) (m);

V = velocidade do fluido condutor (m/s).

A indução magnética depende da intensidade do campo magnético H , assim como da permeabilidade magnética μ , equação [7.2]:

$$\mathbf{B} = \mu \mathbf{H} \quad [7.2]$$

A intensidade do campo magnético H é função da bobina e da corrente que atravessa a bobina, equação [7.3]:

$$H = \frac{IN}{l} \quad [7.3]$$

onde

I = corrente que passa pela bobina (A);

N = número de voltas da bobina;

l = comprimento da bobina (m).

Substituindo B por μH , onde H é igual a IN/l , tem-se a equação [7.4]:

$$e = \frac{\mu INLV}{l} \quad [7.4]$$

substituindo $\mu N/l$ por uma constante z , a equação [7.1] pode ser escrita como a equação [7.5]:

$$e = ILVz \quad [7.5]$$

A voltagem induzida e depende apenas da corrente I que passa pelas bobinas, do comprimento L condutor que é o diâmetro do tubo e da velocidade V do fluido condutor.

Se I e L são fixos, a voltagem induzida é diretamente proporcional à velocidade do condutor, equação [7.6]:

$$e \propto V \quad [7.6]$$

Como $V = \text{vazão} / \text{área}$, sendo que a área é constante na seção transversal do medidor, pode-se escrever a equação [7.7], onde Q é a vazão:

$$e \propto Q$$

[7.7]

A figura 7.1 mostra o princípio de funcionamento do medidor:

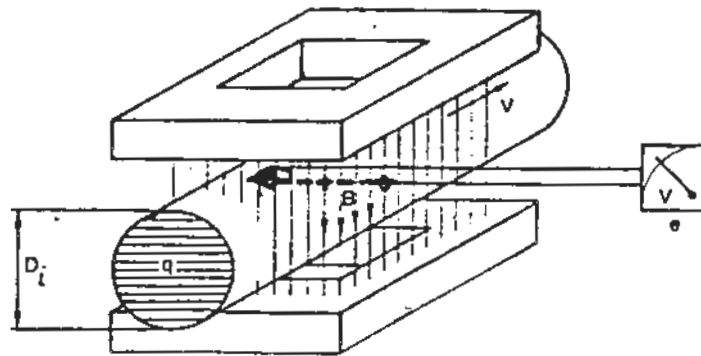


Figura 7.1 Medidor eletromagnético.
Fonte: Springer (1980).

7.1.2 Características especiais

O modelo do medidor utilizado é do tipo indutivo MAG-FLUX 463, fabricado pela CONAUT Controles Automáticos S.A.

O sensor, parte principal do medidor eletromagnético, é um tubo cilíndrico, anexado à tubulação por flanges, que fica em contato direto com o fluido. Normalmente são fabricados nos tamanhos de 2 mm a 2000 mm, segundo Springer (1980).

O sensor ou transmissor de vazão possui diâmetro de duas polegadas, e capacidade para uma vazão nominal de 30 m³ ←

por hora, podendo ser considerado um medidor pequeno. Possui paredes externas de aço inoxidável, que é um material não magnético, para evitar um curto circuito no campo magnético, as paredes internas são de material não condutor, para que os eletrodos fiquem isolados e evitem um curto circuito entre a voltagem induzida e a terra.

O revestimento interno de teflon (PTFE) , torna-o um aparelho com excelente resistência à corrosão e boa resistência à materiais abrasivos, suportando temperaturas de até 180 °.

O tipo de revestimento do sensor é uma característica importante do medidor, segundo Okada et al., que utilizaram material cerâmico no trabalho de pesquisa publicado em 1990.

Normalmente o material de revestimento interno das paredes, é selecionado de acordo com a aplicação e resistência à corrosão química, abrasão, pressão e temperatura.

Os dois eletrodos estão posicionados na parte interna do sensor, diametralmente opostos, em contato direto com o fluido, perpendicularmente ao escoamento e ao campo magnético. Os sinais captados pelos dois eletrodos, são transmitidos para o conversor através de um cabo com dois fios.

O material dos eletrodos deste medidor é platina e o seu formato geométrico é convexo dando-lhe a característica auto limpante. Okada et al.(1990) escreveram sobre a utilização de eletrodos cermeto de platina-alumina,

destacando que se colocados embutidos, não estarão sujeitos ao possível impacto provocado pelo fluido em movimento.

O campo magnético, perpendicular à direção do escoamento, é do tipo DC pulsado, gerado por duas bobinas fixadas paralelamente. A frequência de excitação é de 30 Hz, para uma rede de 60 Hz.

Normalmente os aparelhos eletromagnéticos necessitam que o fluido, considerado um condutor elétrico tridimensional, possuam condutividade entre 5 e 20 $\mu\text{s/cm}$.

O sensor é mostrado pela figura 7.2:

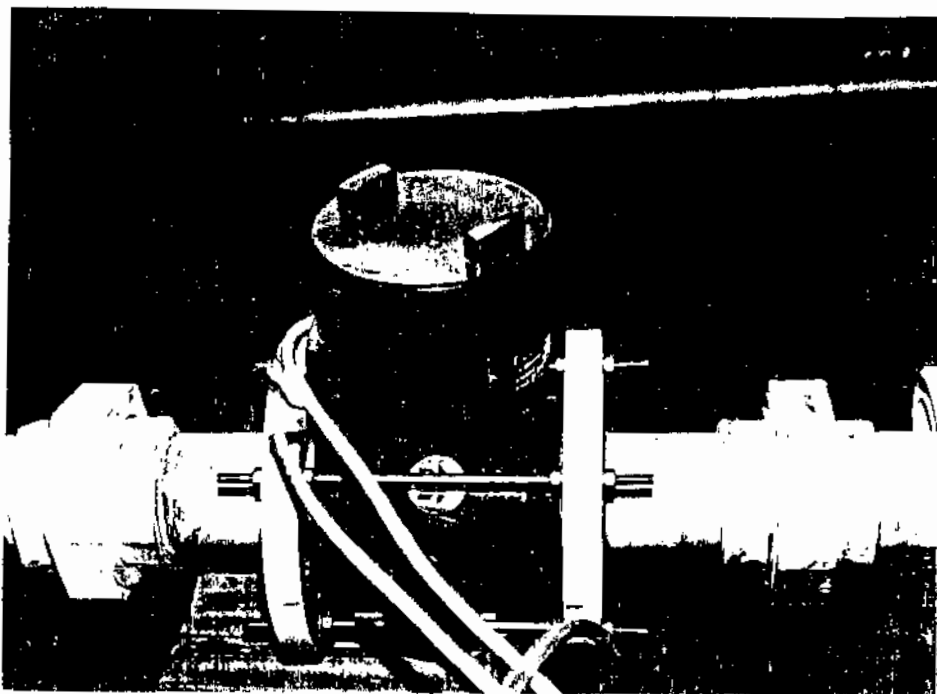


Figura 7.2 Sensor, a parte principal do aparelho eletromagnético.
Fonte: Laboratório de Hidráulica-USP-São Carlos.

7.1.3 Conversor

O conversor conectado é o modelo 474, fabricado também pela CONAUT, classe IP 65 NEMA 4, com precisão de $\pm 0.5\%$ do valor medido e fundo de escala $\pm 0.05\%$. O alimentador é 110 V, frequência de 60 Hz, 25 VA.

Os medidores e conversores são normalmente intercambiáveis. A função básica do conversor DC é transformar o sinal de entrada do sensor e convertê-lo em sinal de saída na forma de corrente contínua para uma faixa de 0 à 20 mA, transformado em tensão (V) na entrada do sistema de aquisição de dados utilizando-se uma resistência.

Os sinais captados pelos eletrodos do sensor passam por um circuito de teste de 0 a 100 %, esta porcentagem é apresentada no painel do conversor e relacionada à vazão nominal.

O sensor recebe energia do alimentador, que antecipadamente passa por um controlador de pulsos para que a frequência preestabelecida esteja entre os limites de voltagens fixados.

O sinal resultante do sensor para o conversor possui um formato de onda aproximadamente retangular, e proporcional ao escoamento.

O conversor possui uma chave digital de quatro dígitos denominada Cx, que é o fator de calibração, fixado na parte frontal do aparelho, especificado em fábrica de acordo com a utilização do medidor.

A características adicionais do conversor DC ; que não são encontradas no conversor AC são mencionadas por Springer (1980):

- 1- Correção do zero automático.
- 2- Não é influenciado por voltagens de interferência de linha AC.
- 3- Zero estável, mesmo se os eletrodos estiverem parcialmente sujos.
- 4- Caso a condutividade do líquido não seja homogênea, as medidas não serão afetadas.

7.1.4 Instalação

A instalação deste sensor é feita na linha do escoamento do fluido, não causando obstrução.

A direção do escoamento não compromete o desempenho do medidor. A instalação num trecho reto da tubulação é aconselhado, para que o processo auto limpante dos eletrodos possa ocorrer.

A instalação do medidor deve permitir que os eletrodos fiquem em contato constante com o fluido, para que os sinais não sejam interrompidos.

Experimentos tem mostrado, segundo Evans (1986), que um comprimento de apenas cinco diâmetros a partir da obstrução do tubo, é exigido à montante da maioria dos medidores eletromagnéticos para assegurar a precisão das medições. O

autor comparou com a distância à montante necessária pelo medidor ultra-sônico, sendo a mesma de 20 diâmetros no comprimento à montante, e alguns casos de até 50 diâmetros. Após o aparelho, a distância deve ser de dois diâmetros.

Estes cuidados evitam a turbulência causada por curvas, válvulas ou algum tipo de redução na seção utilizada pelo medidor. Quando acontecem o perfil de velocidade fica distorcido, próximo à parede o perfil se estenderá de um lado mais que outro (figura 7.4).

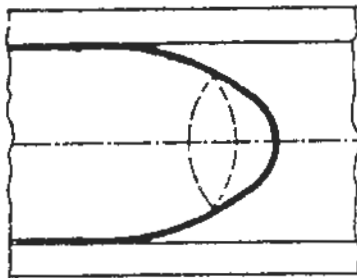


Figura 7.3 Perfil simétrico

Fonte: Springer (1980).

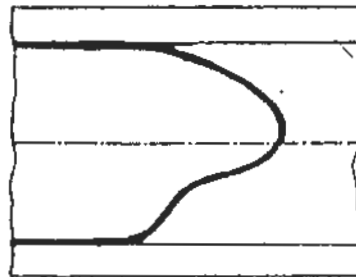


Figura 7.4 Perfil assimétrico

Fonte: Springer (1980).

O problema causado pela instabilidade e assimetria do perfil de escoamento, não pode ser resolvido com instrumentos, não importando a sofisticação do circuito. Por esta razão, os fabricantes estipulam medidores com especificações singulares, como por exemplo a determinação do comprimento de tubo reto antes do fluido ser medido, para que o perfil se estabilize, Evans (1986).

Luntta e Halttunen (1989) pesquisaram sobre o efeito do perfil de velocidade, no medidor de escoamento eletromagnético. As pesquisas de Polly e Reinhold (1974) citadas pelos autores Luntta e Halttunen mostraram que a forma do campo magnético não é tão importante, apenas as propriedades simétricas do campo e do escoamento.

Segundo o trabalho de pesquisa de Reinhold (1975), também citado por Luntta e Halttunen (1989), os erros de precisão diminuíram, com o aumento da distância entre o distúrbio e a captação de sinais pelo sensor.

Luntta e Halttunen (1989) estimaram os erros entre os valores calculados e medidos do perfil de velocidade do escoamento da água. Os resultados mostraram que o erro calculado, pode ser menor que 0.5% se a distância entre o distúrbio provocado por algum acessório na tubulação e o medidor for maior que cinco diâmetros do tubo utilizado. Mostraram que o sinal do medidor depende do perfil de velocidade, sobretudo em casos como este, onde o perfil de velocidade recupera a simetria em relação aos eixos.

Quatro medidores diferentes foram utilizados por Luntta e Halttunen (1989) para verificar o efeito de um mesmo distúrbio nos vários medidores. Ao constatar que os efeitos foram diferentes, os pesquisadores sugeriram que os estudos dos devam ser realizados separadamente.

Luntta e Halttunen (1989) concluíram que o perfil de velocidade é tão importante quanto a modelação do aparelho.

Basile e Melo (1993) publicaram que os medidores

eletromagnéticos necessitam de pouca manutenção, permitindo que sensor possa ser enterrado como um trecho qualquer da tubulação.

7.1.5 Vantagens e desvantagens

Uma das características consideradas na aquisição de um medidor eletromagnético pequeno, é o baixo custo e um provável aumento da velocidade e conseqüentemente o aumento do sinal de saída do aparelho.

Resumidamente Springer (1980) enumerou as vantagens do medidor eletromagnético sobre os outros medidores:

- 1- Velocidade de escoamento médio com resposta linear.
- 2- Componentes mecânicos ou móveis sem protuberâncias, evitando perdas de pressão .
- 3- Perfil de velocidade inalterado na seção transversal do tubo do medidor.
- 4- O escoamento pode ser laminar ou turbulento .
- 5- As medidas independem da temperatura , pressão, viscosidade, densidade, concentração e direção do escoamento.
- 6- Podem medir escoamento pulsante.
- 7- O sensor pode estar em qualquer posição.
- 8- As partículas sólidas não dissolvidas do escoamento não interferem no método de medição .
- 9- Líquidos corrosivos podem ser medidos ,com a aplicação apropriada de tubos e eletrodos .
- 10- A voltagem do sinal de saída pode ser convertido

em alguma quantidade elétrica .

O controle do zero altamente estável é resultado da excitação pulsante bidirecional de baixa frequência.

Os fluidos com alto nível de sólidos suspensos são aceitos pelo medidor, mantendo inalterável o desempenho dos eletrodos.

O posicionamento dos eletrodos não permitem incrustações garantindo precisão inalterável. O consumo de energia é baixo e a tensão máxima de 20 V torna a operação segura.

O conjunto bobinas/eletrodos é acondicionado em uma caixa de aço carbono, para maior durabilidade e proteção para que o medidor atue em ambientes com perturbações eletromagnéticas, sem comprometer o desempenho do mesmo.

A necessidade de baixa condutibilidade dos fluidos, ≥ 1 $\mu\text{S}/\text{cm}$, é uma das características relevantes do aparelho utilizado nesta pesquisa em relação aos outros medidores (a condutibilidade da água corrente é 200-500 $\mu\text{S}/\text{cm}$).

A aplicação deste aparelho se estende a diversas áreas, como abastecimento de água, tratamento de águas residuais, na indústria farmacêutica , química, etc.

Na área de saneamento, os medidores eletromagnéticos começaram a ser utilizados nos últimos anos, Basile e Melo (1993) atribuem isto ao fato de que antigamente não eram economicamente competitivos.

Zbinden (1987) enumerou também as limitações, como a necessidade de uma condutividade mínima de $0.05 \mu\text{S cm}^{-1}$ e

1 à 5 μ S cm⁻¹, dependendo do aparelho.

A velocidade do escoamento deve estar na faixa de 0.3 à 10 m/s . Os aparelhos são sensíveis às perturbações eletromagnéticas, o que exige um cuidado maior na instalação.

A água é um fluido que obtém alta precisão para as medições em aparelhos eletromagnéticos, mas um alto custo também, principalmente para grandes diâmetros, segundo Zbinden (1987).

7.1.6 Sinal do medidor

Segundo Springer (1980), o campo pulsado DC foi introduzido pelo Prof.Dr.Ing Karl Walter Bonfing juntamente com Krohne, em 1973, levando-se em conta as interferências AC ou DC.

A conclusão de Springer (1980) sobre a alimentação das bobinas de um medidor, é que o uso do campo magnético constante gerado por corrente contínua (DC), onde a derivada do tempo da indução é zero, faz desaparecer as interferências AC, mas observou que o princípio do campo magnético DC, possui a desvantagem que são as voltagens de interferências eletroquímicas ou voltagens não balanceadas. O campo pulsado DC é periodicamente ligado e desligado em intervalos específicos. O processo liga/desliga, faz com que a interferência de voltagem eletroquímica do campo DC possa ser compensada pelo armazenamento, quando o campo magnético é desligado.

Quando o campo magnético é ligado, os sinais são sobrepostos. A voltagem resultante é a diferença entre as voltagens medidas e voltagens de interferência eletroquímica. Este é o princípio do método de campo pulsado.

As duas vantagens citadas por Springer (1980) do sistema do campo DC pulsado sobre o sistema de campo alternado convencional estão escritas a seguir:

- 1- Mecanismo que discrimina as voltagens de interferências a partir dos sinais medidos.

- 2- Colocação do ponto-zero em cada ciclo medido.

Medlock (1983) escreveu sobre o uso recente do campo pulsado DC, a fim de evitar o efeito de turbulência das correntes que produzem interferências de voltagens, e também efeitos de quadratura dos sistemas com correntes alternadas AC, utilizados anteriormente.

Okada et al. (1990) descreveram um medidor de vazão eletromagnético, enfatizando o tipo de sinal de excitação e as características estruturais do sensor. Os pesquisadores tiveram como objetivo a solução de problemas de ruídos encontrados ocasionalmente, como acontece na excitação de frequência pulsante DC e linear.

Okada et al. (1990) estudaram a técnica de excitação de frequência dupla, que representa a combinação da excitação de frequência alta com a excitação de frequência baixa, visando a redução de ruídos. Os sinais do escoamento foram processados separadamente em baixa frequência e alta frequência, passando a seguir por um filtro digital passa-

baixa e passa-alta, respectivamente. A soma destes sinais resultou nos sinais de saída do escoamento.

Entre relatos detalhados sobre o aparelho, Springer (1980) citou J.A. Shercliff (1954), que introduziu matematicamente os fatores de compensação, que descrevem a contribuição dos vários pontos do plano do eletrodo para a obtenção do sinal total, dependendo das distâncias dos mesmos até os eletrodos.

Esses fatores relacionam o perfil de velocidade e a sensibilidade do aparelho eletromagnético para várias seções no plano dos eletrodos.

Shercliff (1980) demonstrou que as velocidades contribuem de várias maneiras para a criação do sinal de medida conforme a proximidade em relação aos eletrodos.

A figura 7.6 mostra o mapeamento do plano dos eletrodos:

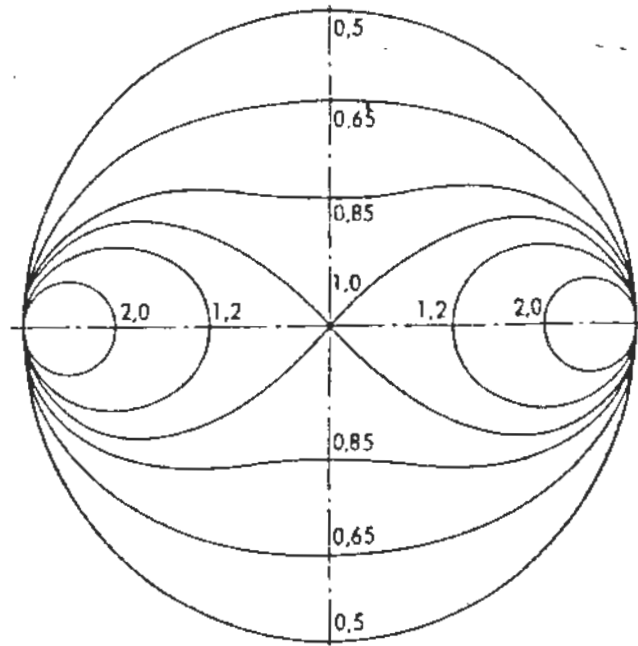


Figura 7.8 Linhas dos fatores de compensação de Shercliff.
Fonte: Springer (1980).

Rummel e Ketelsen (1964) também citados por Springer, fizeram uma analogia à distribuição dos fatores de compensação de Shercliff, considerando não apenas o plano do eletrodo, mas o espaço volumétrico completo no local de medição do tubo.

Esses exercícios quando repetidos em ambas as direções, para outros planos que não sejam o dos eletrodos, os valores podem ser desprezados à medida que esses pontos se distanciam dos mesmos, com objetivo da avaliação da contribuição de cada elemento volumétrico no total da força eletromotriz gerada nos eletrodos.

A figura 7.7 mostra mais claramente o significado das observações acima. Na figura 7.7, o ponto A_1 com velocidade V_1 não provocará a mesma magnitude de força eletromotriz que o ponto A_2 com a mesma velocidade V_1 .

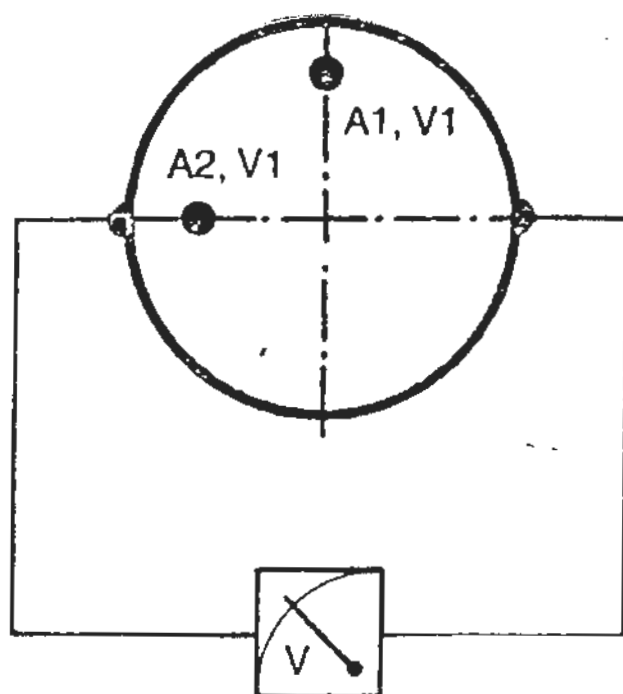


Figura 7.7 Plano do eletrodo.
Fonte: Springer (1980).

O sinal resultante de medição deverá ser encontrado, integrando os diferentes fatores de compensação no espaço de medida volumétrico, e deverá ser diretamente proporcional à velocidade média.

7.2 Transdutores de pressão

As pressões foram medidas em 6 tomadas ao longo da tubulação, durante o escoamento do fluido.

O elemento de medida utilizado foi o transdutor de pressão, que converte uma pressão de entrada em um sinal elétrico de saída, proporcional à pressão .

Foram utilizados dois transdutores de indução de 3.5 mca e um de 10 mca, modelo EOSE-180, fabricado pela Hartmann & Braun.

A pressão é medida pela mudança na relação da indutância de um par de bobinas. O elemento de pressão do transdutor é um diafragma metálico , quando a pressão é exercida pelo fluido, o diafragma provoca um giro na armadura entre os enrolamentos magnéticos, modificando assim a sua posição em relação aos enrolamentos magnéticos.

A rotação altera o espaço aéreo no circuito magnético, e a modificação das indutância produz uma saída elétrica proporcional à força aplicada.

7.3 Amplificadores

Os sinais elétricos produzidos pela maior parte dos transdutores, são para níveis de voltagem ou potência baixa, conseqüentemente torna-se necessário amplificá-los antes que estejam adequados para transmissão.

O processamento, indicação ou registro analógico ou

digital são favorecidos com a utilização destes aparelhos.

Um amplificador de corrente alternada foi utilizado para aumentar a potência de saída dos sinais, fabricado pela HARTMANN & BRAUN ,e também um pré-amplificador FAC, para que os sinais de entrada pudessem ser aumentados para um nível de tensão superior, isto é -5v a +5v, para compatibilizar com o conversor analógico -digital.

7.4 Sistema de aquisição de dados

Um conversor analógico-digital tem importante função em processamentos de dados experimentais, pelo fato de que a maioria dos sensores terem saída analógica.

Os sinais elétricos analógicos foram convertidos para códigos digitais, para que o computador pudesse manipular os sinais de entrada.

A propriedade mais importante de um A/D é o número de bits para o qual é projetado.

O conversor possui 16 canais, saída de 12 bits, com entrada de -5v a +5v, modelo SAD fabricado pela Datapool Eletrônica.

O programa de aquisição de dados utilizado para a manipulação do conversor A/D, tem capacidade para 256 pontos, com intervalo de tempo escolhido de 20 ms.

O aparelho para o processamento dos dados é um microcomputador Microtec, PC-IBM.

Os dígitos adquiridos a partir do A/D pelo computador, passam por cinco partes operacionais principais. Inicialmente os dados são fornecidos para o computador na forma digital, em seguida armazenados na memória.

São realizadas operações matemáticas e lógicas, com instruções interpretadas em seqüência. As unidades de entrada e saída, transferências de dados e cálculos são controlados. A fase final do processamento dos dados é a saída dos resultados.

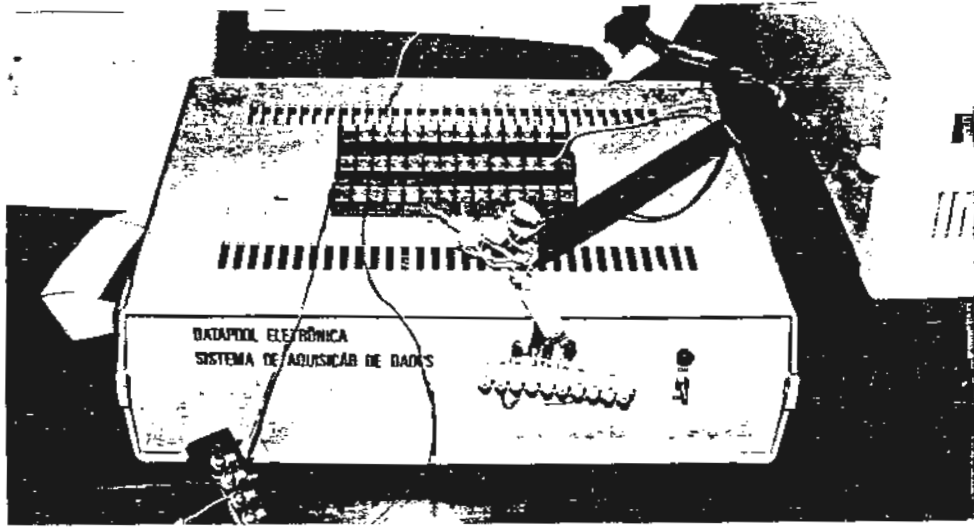


Figura 7.8 Conversor analógico/digital.

Fonte: Laboratório de Hidráulica USP-São Carlos.

8 ENSAIOS PRELIMINARES

8.1 Verificação do medidor eletromagnético

O objetivo do primeiro ensaio foi verificar o desempenho do medidor eletromagnético de vazão para um escoamento permanente e principalmente para o não permanente.

O medidor foi calibrado pelo fabricante, a partir de informações sobre a finalidade de utilização do aparelho. As informações referentes ao sensor e conversor foram fornecidas por um manual de funcionamento e instalação, supondo que existam as condições ideais na instalação, para não comprometer a precisão das medidas.

Após a instalação do sensor na tubulação, os ensaios de verificação dos sinais de saída do medidor para o escoamento permanente foram iniciados.

O painel frontal do conversor mostra uma faixa de valores de 1 a 100 % da vazão nominal deste aparelho, calibrado em 30 m³ por hora.

Sequencialmente, o mesmo fluido que percorreu a tubulação durante o ensaio permanente foi coletado por um reservatório a jusante da tubulação em um determinado intervalo de tempo, uma balança calibrada sob o reservatório forneceu o peso do fluido.

Os resultados dos vários volumes coletados no tempo coincidiram com os valores fornecidos pelo medidor eletromagnético.

A segunda parte dos ensaios foi verificar os valores obtidos com o medidor eletromagnético em escoamento não permanente.

A abertura total da válvula a jusante da tubulação, seguida pelo fechamento lento até o valor zero para a vazão, foi registrada na forma de sinais elétricos (volts) pelo medidor. A figura 8.1 mostra o equipamento utilizado para os ensaios:

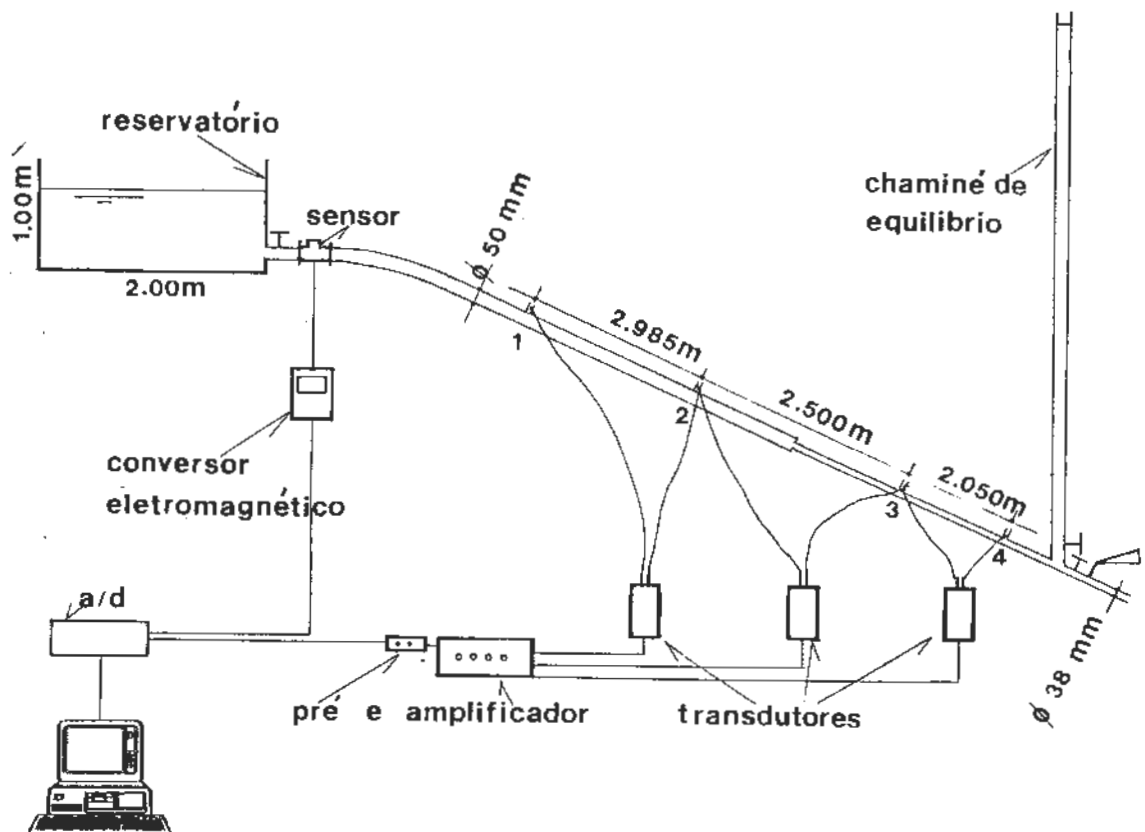


Figura 8.1 Equipamento do banco de ensaio.

Os valores das vazões adquiridas pelo sistema de aquisição de dados provenientes do medidor, registradas em volts, foram transformados em litros por segundo pela multiplicação de um fator que relacionou a média das voltagens adquiridas durante o escoamento permanente com a porcentagem da vazão nominal mostrada pelo conversor.

O volume líquido resultou da integração da curva projetada pelos dados da vazão, e foi comparado com o volume de todo fluido coletado pela balança durante a execução da manobra manual de abertura e fechamento da válvula para a obtenção do escoamento não permanente. A figura 8.2 mostra uma manobra de aproximadamente 2 segundos, os valores das vazões foram obtidos à cada 10 ms:

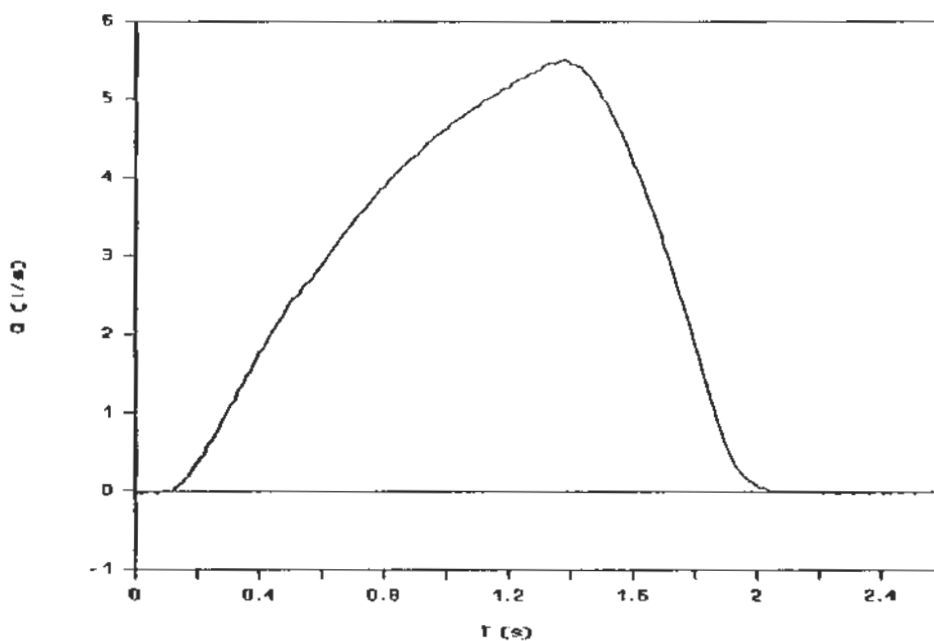


Figura 8.2 $Q = f(T)$ com intervalo de 10 ms.



Volume do fluido medido pela balança : 5,96 l

Volume calculado : 6,05 l

Variação percentual: 1,5 %

A figura 8.3 mostra outra manobra de aproximadamente 2 segundos com vazões obtidas à cada 20 ms:

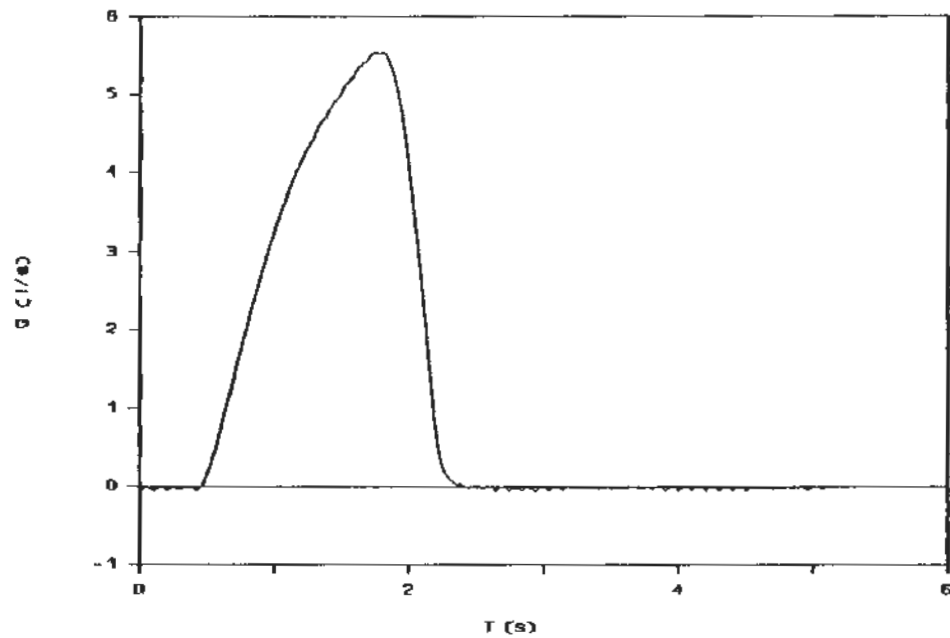


Figura 8.3 $Q = f(T)$ com intervalo de 20 ms.

Volume do fluido medido pela balança : 6,06 l

Volume calculado: 6,11 l

Variação percentual: 0,8 %

A figura 8.4 também apresenta o mesmo tempo de manobra, com vazões obtidas à cada 50 ms:

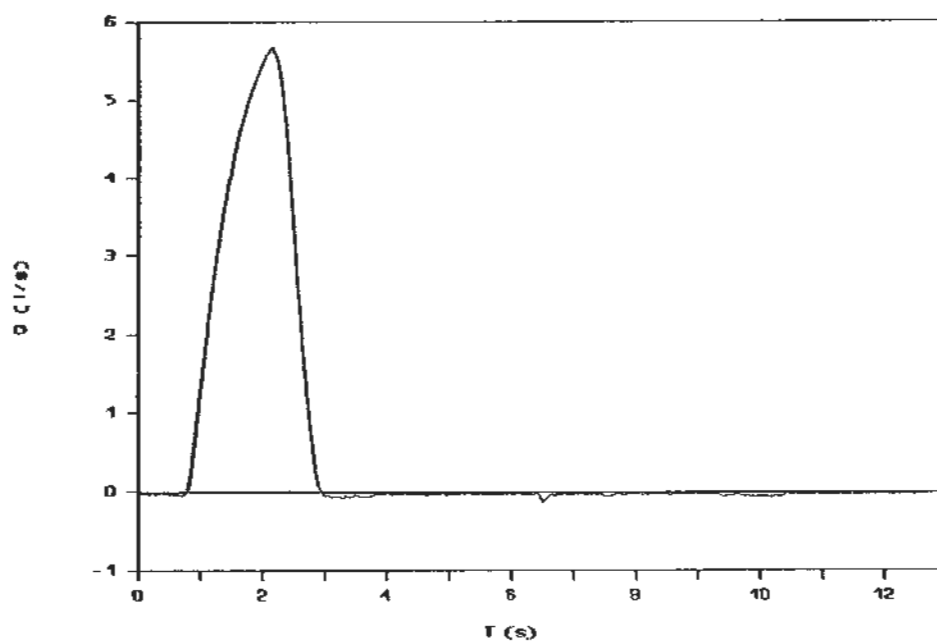


Figura 8.4 $Q = f(T)$ com intervalo de 50 ms.

Volume do fluido medido pela balança: 7,11 l

Volume calculado pelo método trapézio: 7,10 l

Variação porcentual: 0,1 %

Os resultados dos ensaios mostraram a eficiência do medidor eletromagnético também para o escoamento não permanente.

8.2 Ensaios do escoamento permanente

8.2.1 Ensaios com piezômetro

medidas preliminares para avaliar o comportamento das pressões no escoamento permanente em função da velocidade em todos os trechos da tubulação, e também para medir as diferenças de pressão em metros de coluna de água e relacioná-las com os dados das diferenças de pressão em volts medidas pelos transdutores.

As tomadas de pressão distribuídas ao longo da tubulação foram ligadas ao piezômetro para medir as pressões em metros de coluna de água (mca).

As figuras 8.5 e 8.6 mostram o comportamento da pressão em função da velocidade nos trechos 1-2 da tubulação com 2,985 metros de comprimento e 50 mm de diâmetro e no trecho 3-4 com 2,050 metros de comprimento e 38 mm de diâmetro respectivamente:

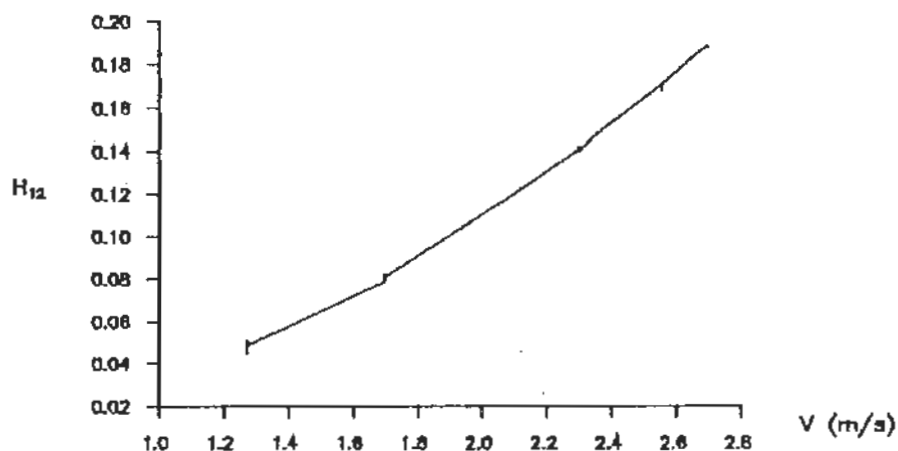


Figura 8.5 $H_{12} = f(V)$.

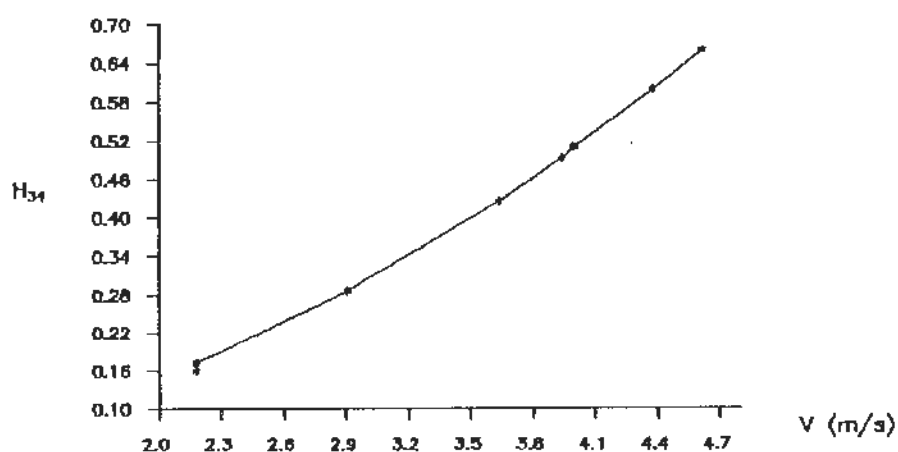


Figura 8.6 $H_{34} = f(V)$.

8.2.2 Ensaio com transdutores elétricos

Preliminarmente as entradas e saídas dos transdutores elétricos foram interligadas para verificar se as diferenças de pressões são nulas em todos os transdutores. A seguir dois pequenos reservatórios com água e alturas diferentes foram ligados ao piezômetro e simultaneamente o reservatório com nível alto em uma das entradas de cada transdutor, e o reservatório com nível baixo foi ligado à segunda entrada de cada transdutor para que as grandezas metro de coluna de água e volt fossem relacionadas. Figura 8.7:

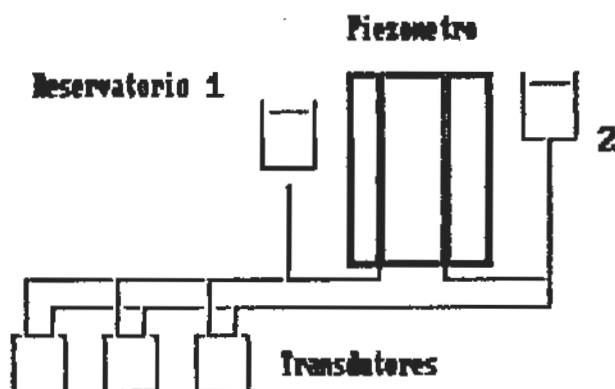


Figura 8.7 Equipamento para calibração dos transdutores.

As medidas de pressão dos ensaios com escoamento permanente foram feitas com 6 tomadas de pressão distribuídas ao longo da tubulação, ligadas à 3 transdutores de pressão. Os sinais obtidos passaram por um amplificador e pré-amplificador até o sistema de aquisição de dados.

A vazão do escoamento permanente registrada no painel do conversor do aparelho, foi regulada manipulando a válvula a jusante da tubulação. Os 256 dados adquiridos da vazão foram registrados pelo primeiro canal. Os 3 últimos canais registraram as pressões dos trechos 1-2, 2-3 e 3-4, também com 256 pontos medidos com intervalo de tempo de 20 ms totalizando 5,12 segundos de manobra, figuras 8.8 e 8.9:

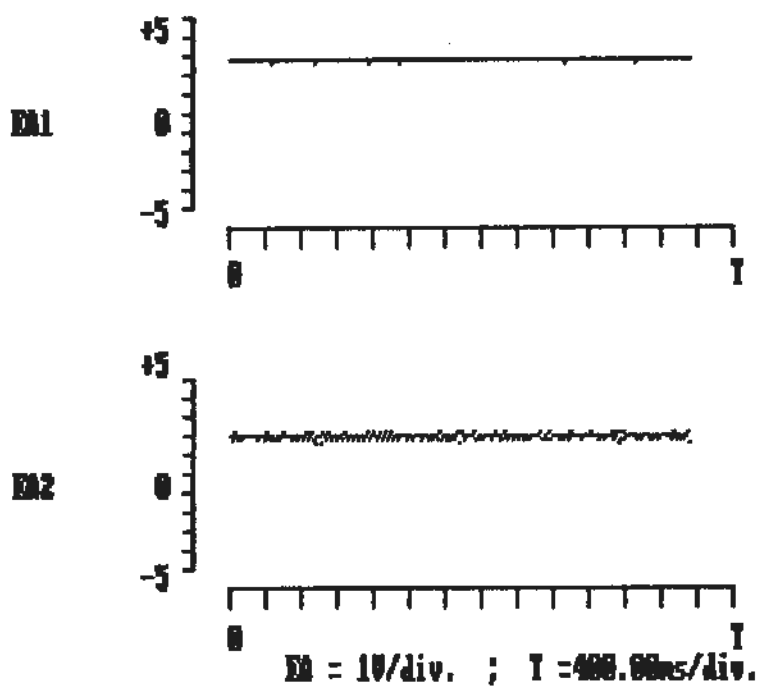


Figura 8.8 Sinais do canal EA₁ da vazão (Q) e canal EA₂ dos valores (H₁₂)
 Fonte: Laboratório de Hidráulica USP-São Carlos.

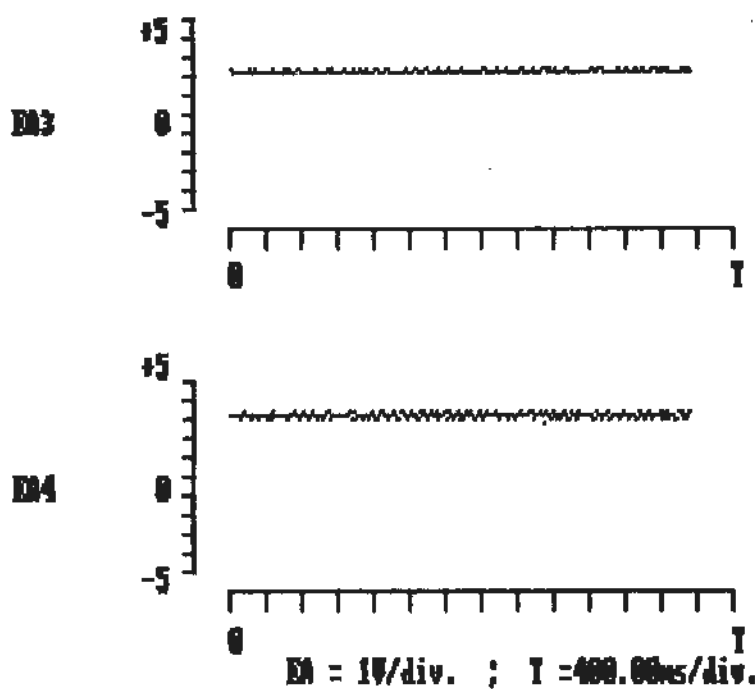


Figura 8.9 Sinais do canal EA₃ dos valores de H₂₃ e canal EA₄ dos valores de H₃₄
 Fonte: Laboratório de Hidráulica USP - São Carlos.

Com os dados dos 4 canais de aquisição, o valor do coeficiente de perda de carga K_s no escoamento permanente para uma contração brusca com a relação de diâmetros 50mm/38mm foi calculado pela parte inicial do programa computacional (ver apêndice). O resultado foi 0,24 para todos os ensaios no escoamento permanente. Figura 8.10:

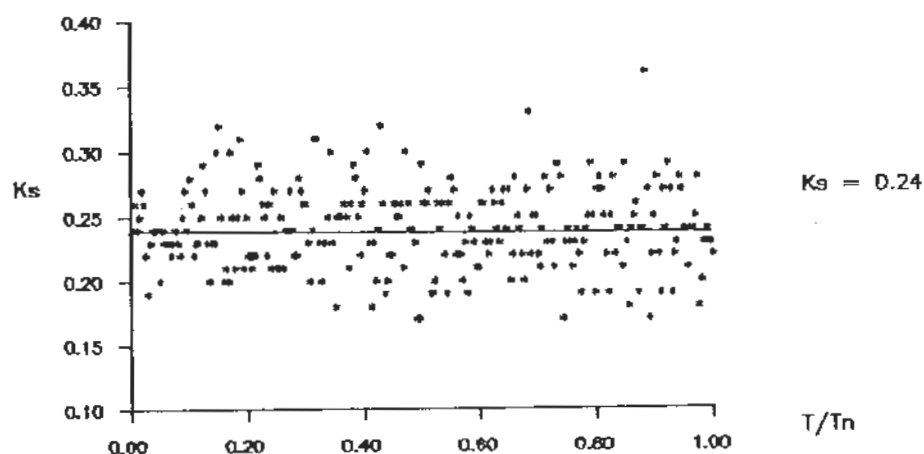


Figura 8.10 Valores de $K_s = f(T/T_n)$ ($T_n = 5,12$ s).

8.2.3. Cálculo do coeficiente de atrito

Os valores medidos das pressões e velocidades nos trechos 1-2 e 3-4 da tubulação foram utilizados nas equações [8.1] e [8.2] respectivamente, para o cálculo dos coeficientes de atrito f :

$$H_1 - H_2 = f \frac{L_{12}}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} \quad 8.1$$

$$H_3 - H_4 = f \frac{L_{34}}{D_2} \frac{V_2^2}{2g} \quad 8.2$$

Os resultados do cálculo dos coeficientes de atrito foram comparados com os valores resultantes da fórmula de Blasius para escoamento turbulento, equação [8.3]:

$$f = \frac{0,3164}{REY^{0,25}} \quad 8.3$$

As figuras 8.11 e 8.12 apresentam os resultados dos coeficientes f calculados utilizando-se os dados experimentais e os coeficientes f de Blasius no eixo y e no eixo x os números de Reynolds, $REY = V D / \nu$, no qual V é a velocidade média do escoamento permanente, ν é a viscosidade cinemática do fluido e D é o diâmetro da tubulação.

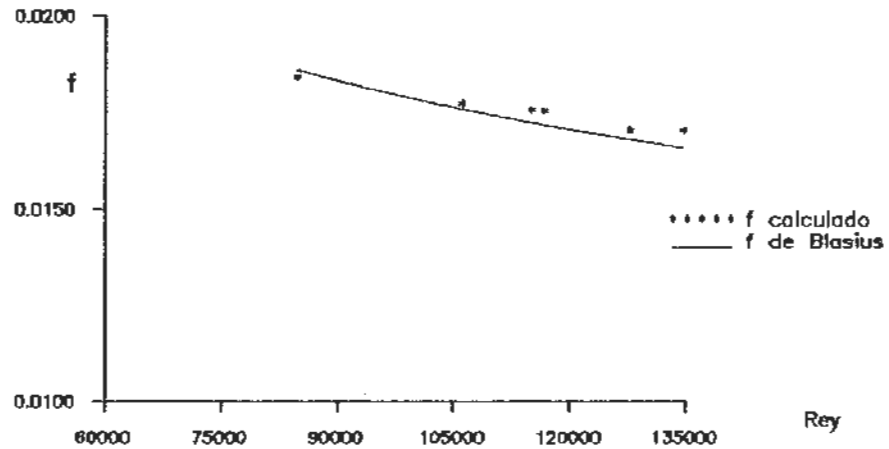


Figura 8.11 Coeficientes de atrito f de Blasius e os coeficientes f calculados com os dados experimentais obtidos no tubo de $D = 50\text{mm}$.

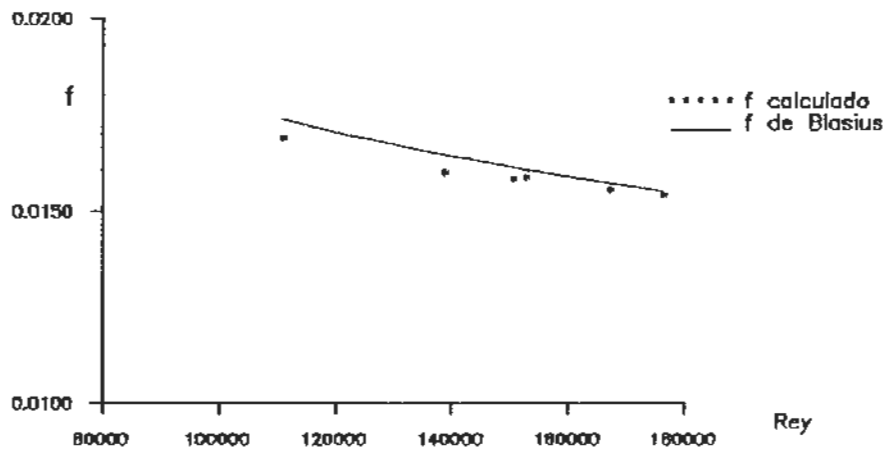


Figura 8.12 Coeficientes de atrito f de Blasius e os coeficientes f calculados com os dados experimentais obtidos no tubo de $D = 38\text{mm}$.

Os resultados das medições se aproximam da fórmula de Blasius, mostrando que a tubulação utilizada é lisa para a faixa de Reynolds.

8.2.4 Verificando a entrada de ruídos

Inicialmente foram feitos testes de aquisição para a verificação do zero dos aparelhos, este procedimento foi repetido no início de todos os ensaios. A seguir, os sinais adquiridos dos 4 ensaios realizados tiveram suas amplitudes variadas para o mesmo escoamento permanente, mostradas nas figuras 8.13, 8.14, 8.15 e 8.16 para os dados adquiridos da vazão, que também estão representados na figura 8.8, canal EA_1 :

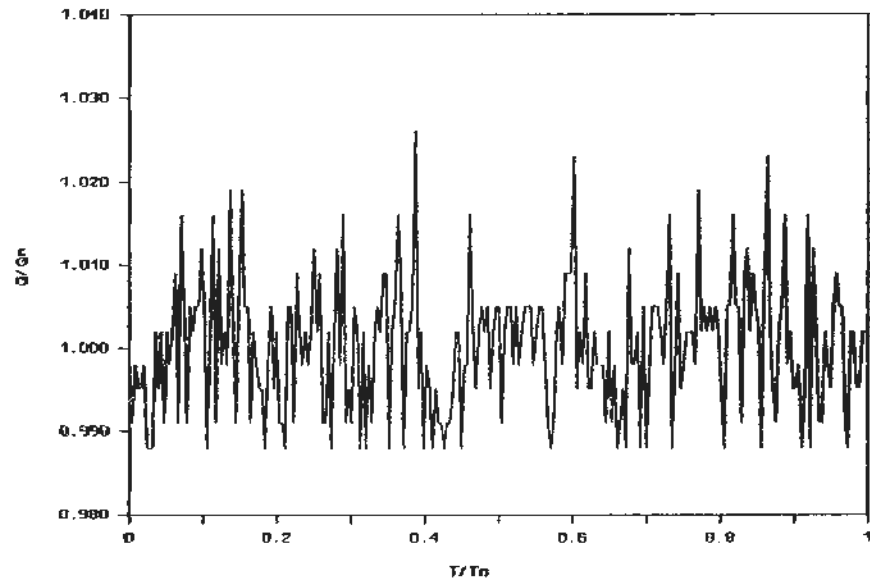


Figura 8.13 $Q/Q_n = f(T/T_n)$ do ensaio 1
 $Q_n = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$

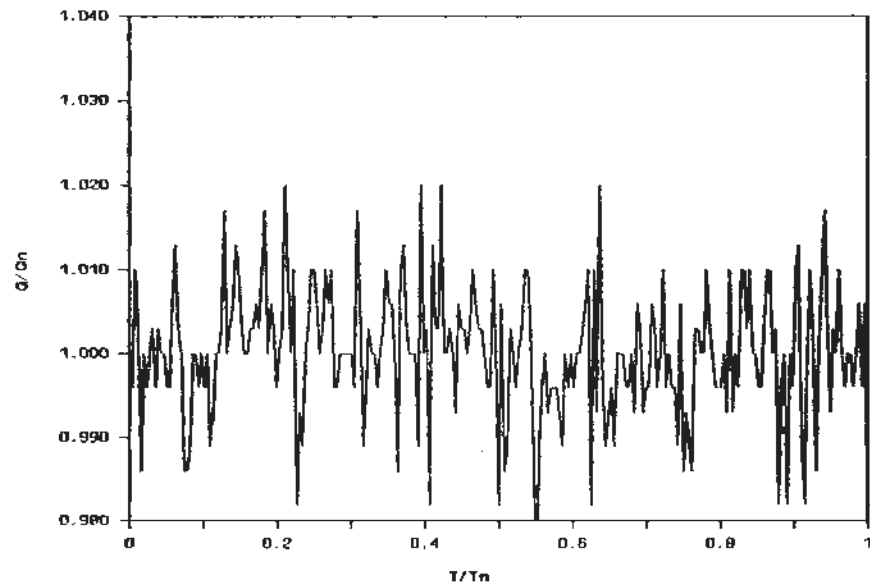


Figura 8.14 $Q/Q_n = f(T/T_n)$ do ensaio 2
 m^3/s $T_n = 5,12 \text{ s}$

$Q_n = 0,005$

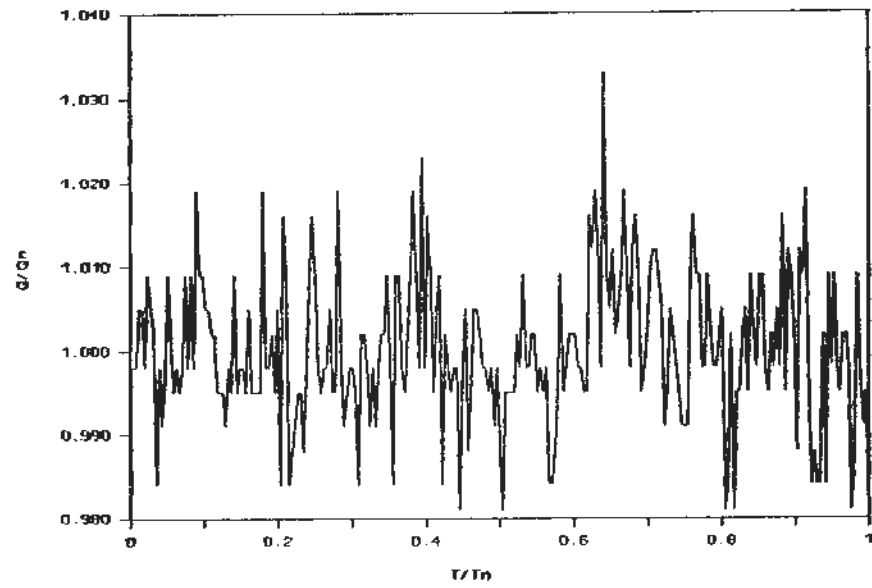


Figura 8.15 $Q/Q_n = f(T/T_n)$ do ensaio 3
 m^3/s $T_n = 5,12$ s

$Q_n = 0,005$

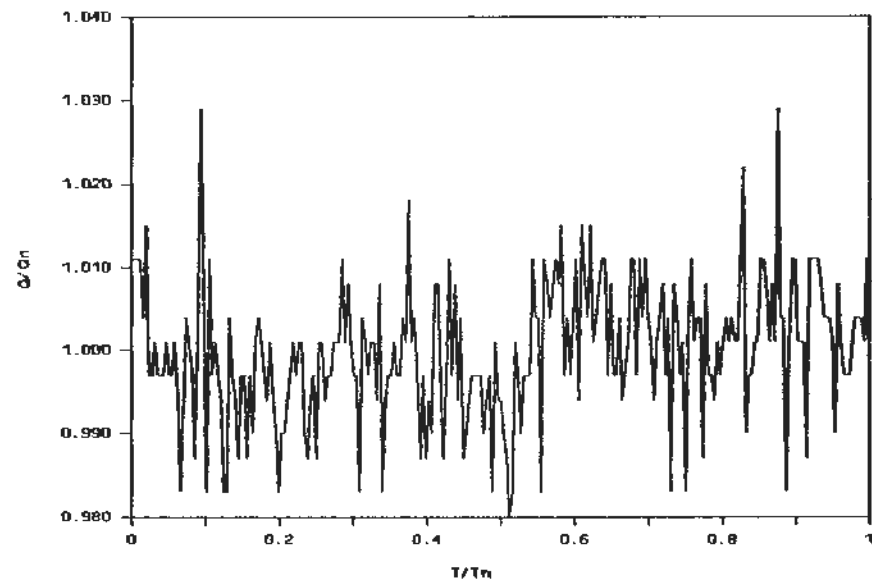


Figura 8.16 $Q/Q_n = f(T/T_n)$ do ensaio 4
 m^3/s $T_n = 5,12$ s

$Q_n = 0,005$

A tabela 8.1 apresenta os valores dos desvios calculados em relação à média dos dados dos 4 ensaios repetidos para uma mesma vazão e seus respectivos canais de aquisição, vazão e as diferenças de pressão nos 3 trechos da tubulação:

Tabela 8.1 Desvios dos dados.

Número de ensaios	canal 1 vazão	canal 2 H ₁₂	canal 3 H ₂₃	canal 4 H ₃₄
1	1 %	3 %	1 %	2 %
2	1 %	3 %	2 %	2 %
3	1 %	3 %	2 %	2 %
4	1 %	4 %	2 %	2 %

Os desvios calculados destes dados em relação à média, apresentam aproximações significativas, indicando que os ruídos de entrada apresentados nos ensaios são provenientes do escoamento e não das ligações elétricas entre os aparelhos e o sistema de aquisição de dados.

9 MÉTODOS PARA AJUSTAR OS DADOS EXPERIMENTAIS

Os dados coletados em laboratórios, formam um conjunto de valores variados, em relação à uma variável independente, como o tempo, em intervalos regulares.

Os dados analisados apresentaram períodos com tendências significativas, mas também dificuldades para discernir estas tendências em outros períodos num mesmo conjunto de valores, devido a presença de ruídos ou perturbações nos dados.

Para atenuar os ruídos ou ajustar os dados, são comumente utilizados três métodos: média móvel, mínimos quadrados e transformada de Fourier.

O método mais comum é a média móvel. Dado um conjunto de pontos experimentais $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ para intervalos de tempo iguais, o método determina a superposição das médias de m valores sucessivos, isto é, cada ponto dos dados é substituído pela média de si mesmo e n pontos da vizinhança ($2R$) em torno do referido ponto. O comprimento da média móvel m é igual a $2R + 1$, onde R é o passo, ou o número de pontos antes e depois do ponto calculado.

A principal vantagem deste método é a facilidade de programação. As desvantagens são: os primeiros e últimos R pontos não são analisados para o mesmo grau que os demais

dados, em consequência da falta dos n pontos da vizinhança em torno do mesmo. Esta desvantagem pode ser reduzida com o aumento de pontos da amostra experimental, Aubanel e Oldham (1985).

O método aplicado foi média móvel simples para passos variados, a apresentação da curva ajustada será o resultado da escolha do passo escolhido.

Para escolha preliminar do passo, os dados dos 4 canais de aquisição de dados do ensaio com vazão máxima no escoamento permanente foram somados e divididos pelos números de dados, isto é, a média para cada conjunto de pontos (1 a 256) foi plotada nos 4 gráficos para a análise da dispersão dos pontos. As figuras 9.1, 9.2, 9.3 e 9.4 mostram que a maior dispersão dos dados ocorre em torno dos primeiros 20 pontos, com maior destaque para os 10 primeiros:

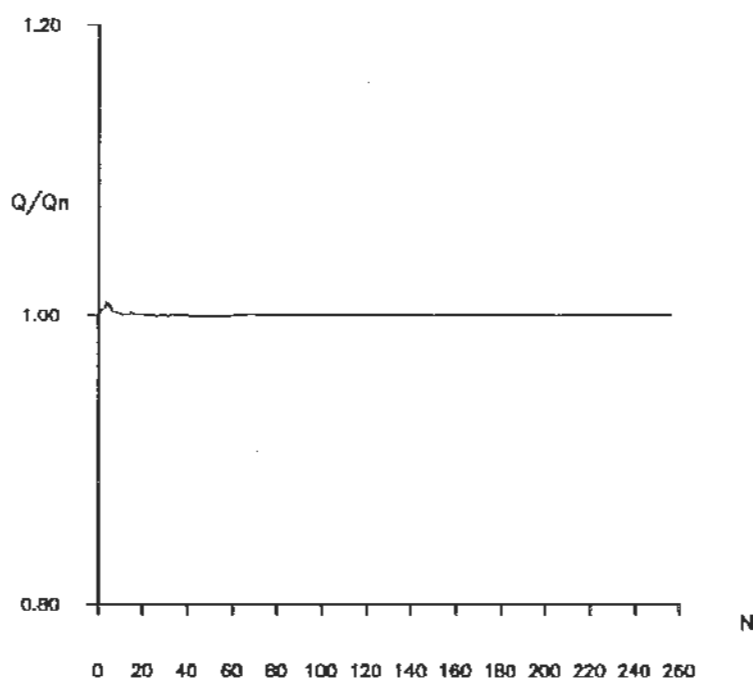


Figura 9.1 Evolução da média com os 256 dados
 $Q/Q_n = f(N)$ $Q_n = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ $N = \text{número de dados.}$

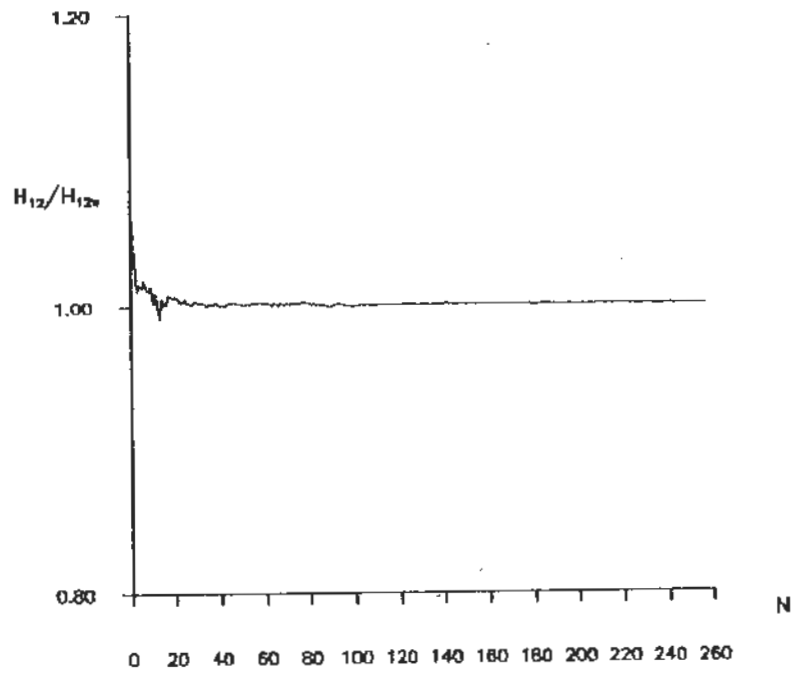


Figura 9.2 Evolução da média com os 258 dados
 $H_{12}/H_{12n} = f(N)$ $H_{12n} = 0,353$ m $N =$ número de dados.

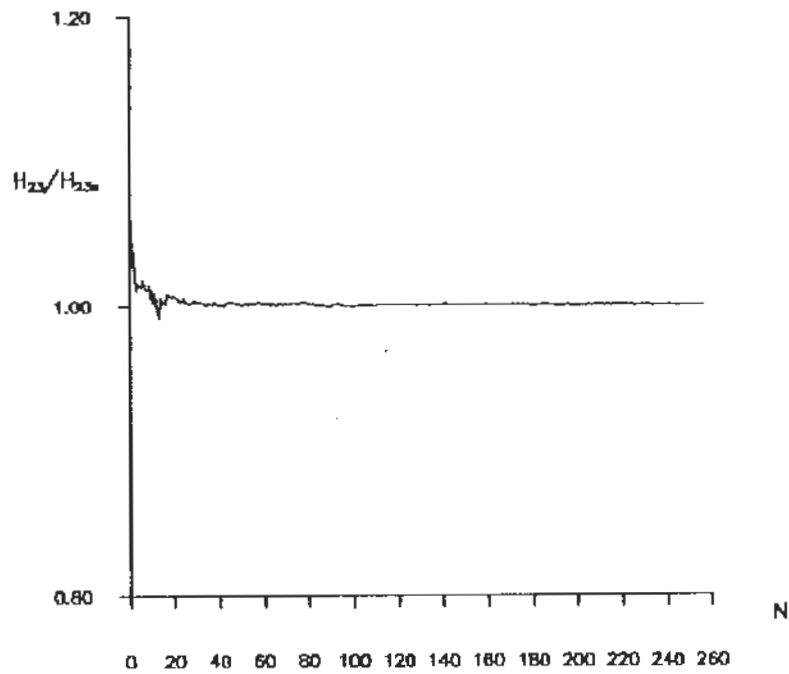


Figura 9.3 Evolução da média com os 258 dados
 $H_{23}/H_{23n} = f(N)$ $H_{23n} = 1,540$ m $N =$ número de dados.

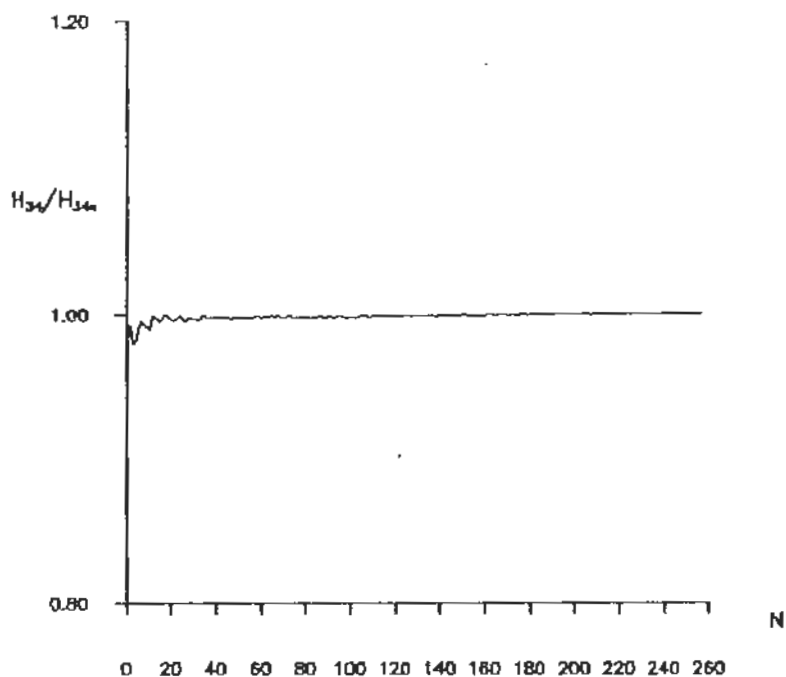


Figura 9.4 Evolução da média com os 258 dados
 $H_{34}/H_{34n} = f(N)$ $H_{34n} = 0,810$ m $N =$ número de dados.

Os passos 3, 9 e 15 da média móvel foram escolhidos na apresentação das curvas entre os dados experimentais nas figuras 9.5, 9.6 e 9.7.

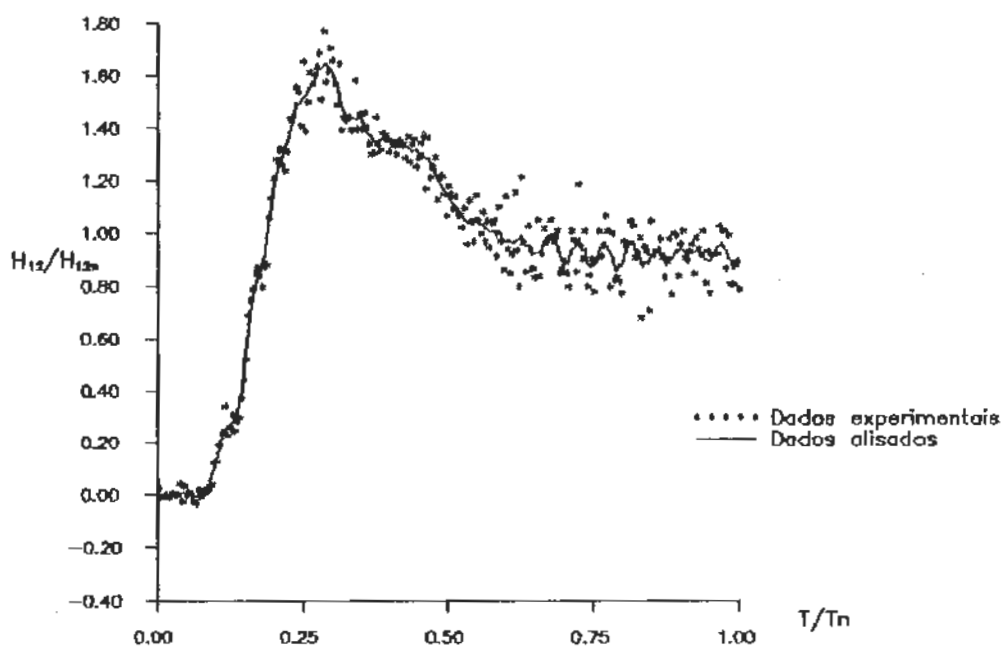


Figura 9.5 Alisamento dos dados com passo 3
 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ $H_{12n} = 0,353$ m $T_n = 5,12$ s

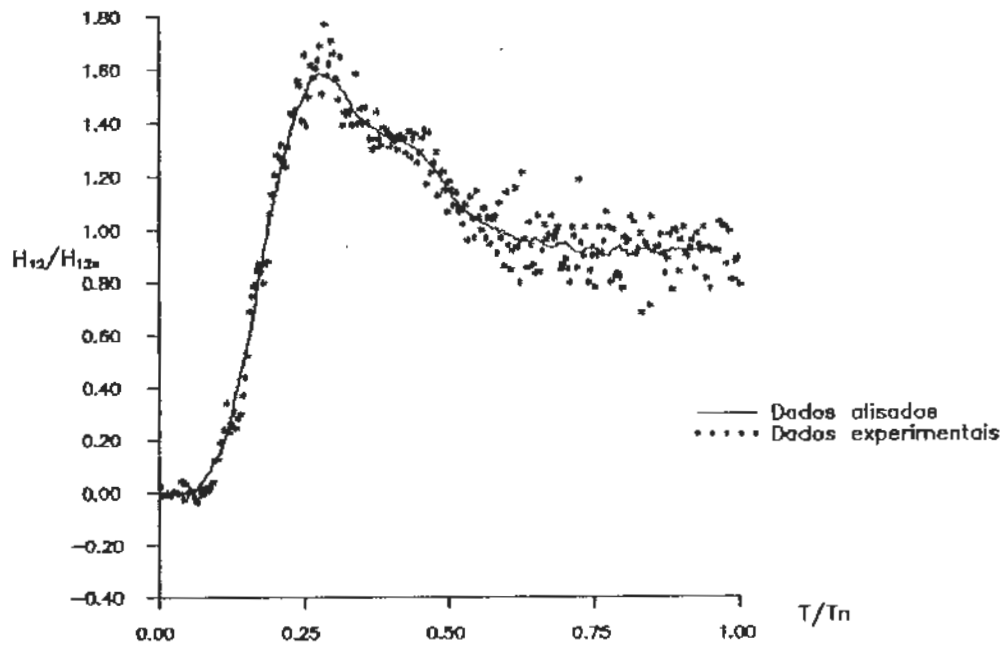


Figura 9.6 Alisamento dos dados com passo 9
 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ $H_{12n} = 0,353$ m $T_n = 5,12$ s

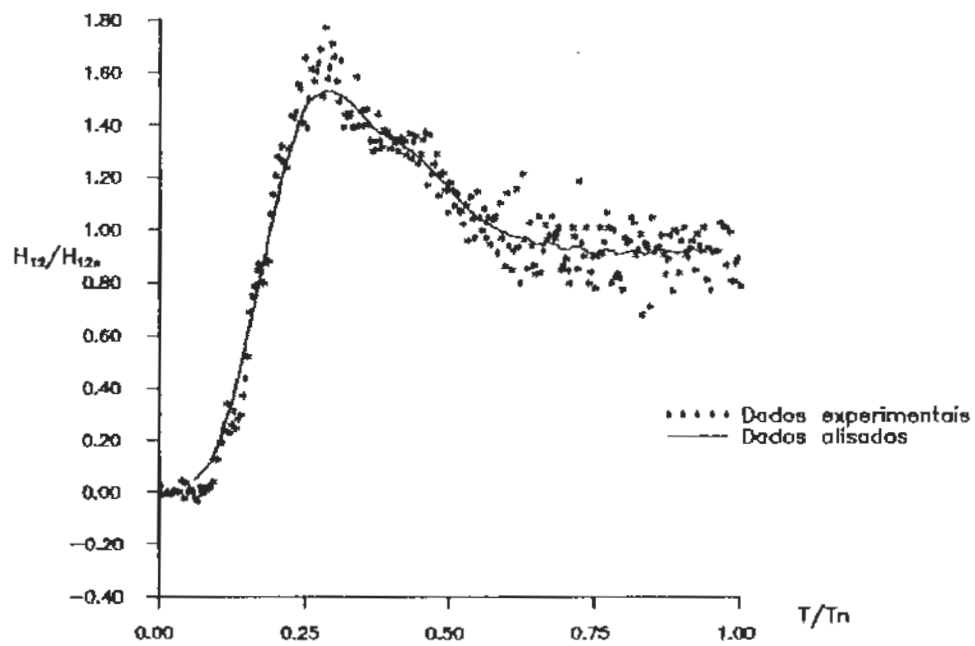


Figura 9.7 Alisamento dos dados com passo 15
 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ $H_{12n} = 0,353$ m $T_n = 5,12$ s

Ao observar os gráficos onde ocorre maior dispersão de dados (9.1, 9.2, 9.3 e 9.4) e também as curvas alisadas com

os diferentes passos (9.5, 9.6 e 9.7) para os dados das pressões entre os pontos 1 e 2 da tubulação, o passo escolhido para o alisamento dos dados experimentais utilizando o método media móvel foi 9.

Outros dois métodos foram estudados para o ajuste dos dados experimentais, como o método dos mínimos quadrados e a transformada de Fourier. O método dos mínimos quadrados minimiza a soma dos quadrados das distâncias entre os dados experimentais e a linha calculada. A vantagem deste método é permitir a obtenção de informações estatísticas com bom ajuste, sem precisar que os dados sejam coletados em intervalos regulares.

Uma das desvantagens é a necessidade do conhecimento prévio da forma da equação básica que satisfaça os dados, e a influência de alguns poucos dados ruins causados por uma breve deturpação, no conjunto total dos dados. As desvantagens citadas nos conduziram à desconsideração deste método neste trabalho de pesquisa.

A transformada de Fourier considerada como o melhor dos métodos, permite a identificação e eliminação do ruído, já que o ruído está presente em altas frequências e os sinais próprios dos ensaios experimentais são em baixas frequências.

A transformação de Fourier produz um espectro de frequências, que permitirá identificar as altas frequências e eliminá-las, e através da transformada inversa de Fourier, obter os dados originais alisados, sem ruídos.

A necessidade de intervalos regulares entre os dados,

é uma desvantagem do método, o que não altera qualitativamente o desenvolvimento deste estudo onde o intervalo de tempo utilizado nas aquisições de dados experimentais é constante. Uma das características que dificultam a utilização do método é a descrição teórica da transformada. A segunda é o envolvimento de grandes operações numéricas que requer grandes cálculos, conceito considerado errônea por parte dos autores Aubanel e Oldham (1985).

Os autores atribuem a isto, o sucesso da transformada rápida de Fourier, mas observam que o programa proposto por eles para o alisamento dos dados por Fourier não executa a transformada rápida de Fourier, embora possua algumas características da mesma. Aubanel e Oldham (1985) não consideram rápida a execução do programa para linguagens de alto nível em microcomputadores, mas ressaltam o excelente alisamento para dados em espaço de tempo aceitáveis.

A figura 9.8 apresenta a curva alisada pelo método de Fourier, utilizando o programa de Aubanel e Oldham (1985) que faz parte das duas opções oferecidas pelo programa computacional deste trabalho de pesquisa para o ajuste dos dados experimentais (ver apêndice):

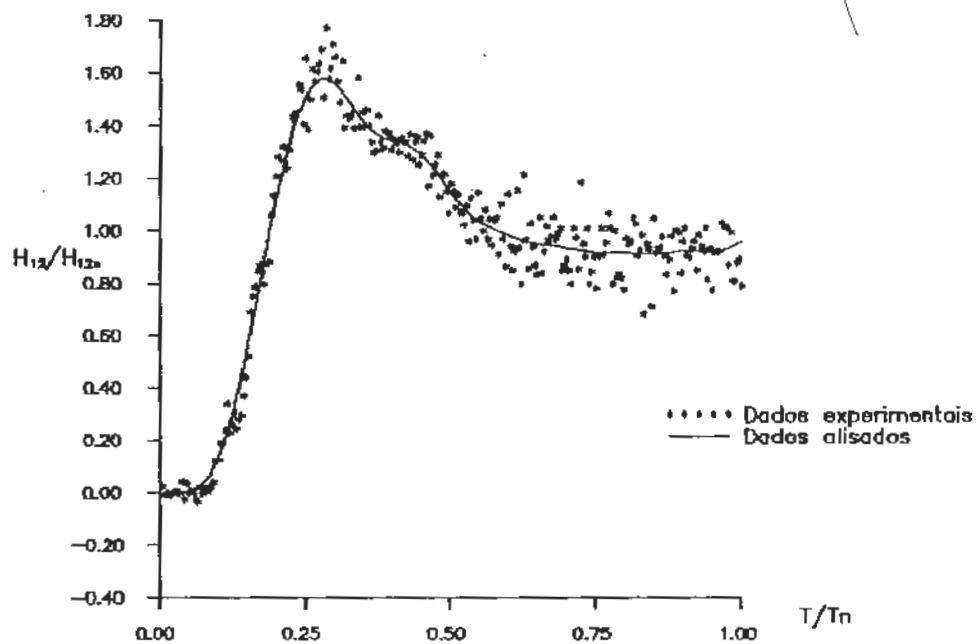


Figura 9.8 Alisamento dos dados pelo método de Fourier
 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ $H_{12n} = 0,353$ m $T_n = 5,12$ s.

10 ENSAIOS EM ESCOAMENTO NÃO PERMANENTE

Foram realizados no laboratório de hidráulica, 44 ensaios com escoamento não permanente, para o estudo de três tipos diferentes de comportamento do fluido : acelerado, desacelerado e acelerado seguido por desaceleração, com intervalo constante de 20 ms.

Os ensaios com escoamento acelerado foram realizados com a abertura da válvula a jusante da tubulação abastecida por água proveniente de um reservatório a montante com nível constante. As figuras 10.1, 10.2, 10.3 e 10.4 mostram o comportamento das curvas da vazão (Q), aceleração (a), diferenças de pressão no trecho 1-2 da tubulação (H_{12}), no trecho 2-3 (H_{23}) onde encontra-se a contração brusca e no trecho 3-4 (H_{34}):

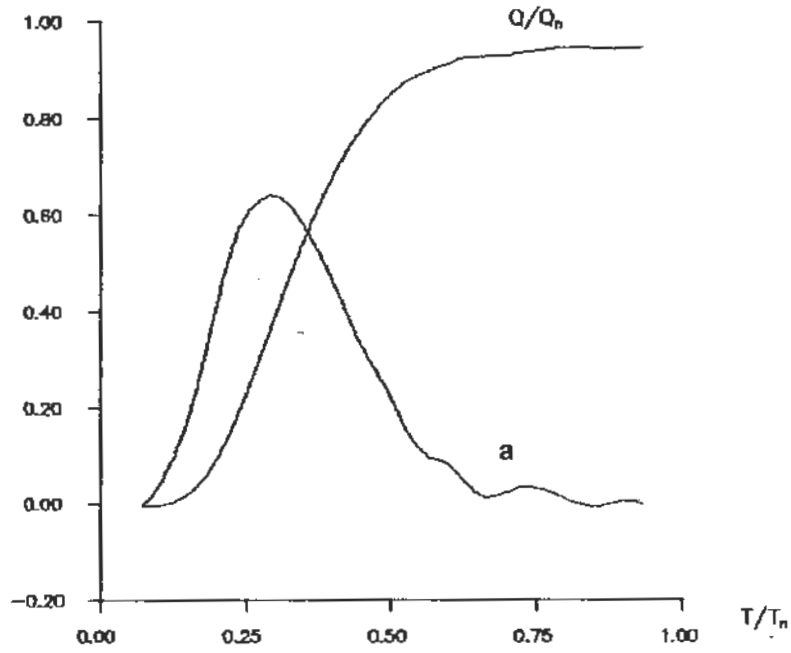


Figura 10.1 Escoamento acelerado $Q/Q_n = f(T/T_n)$ $a = f(T/T_n)$ $Q_n = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$

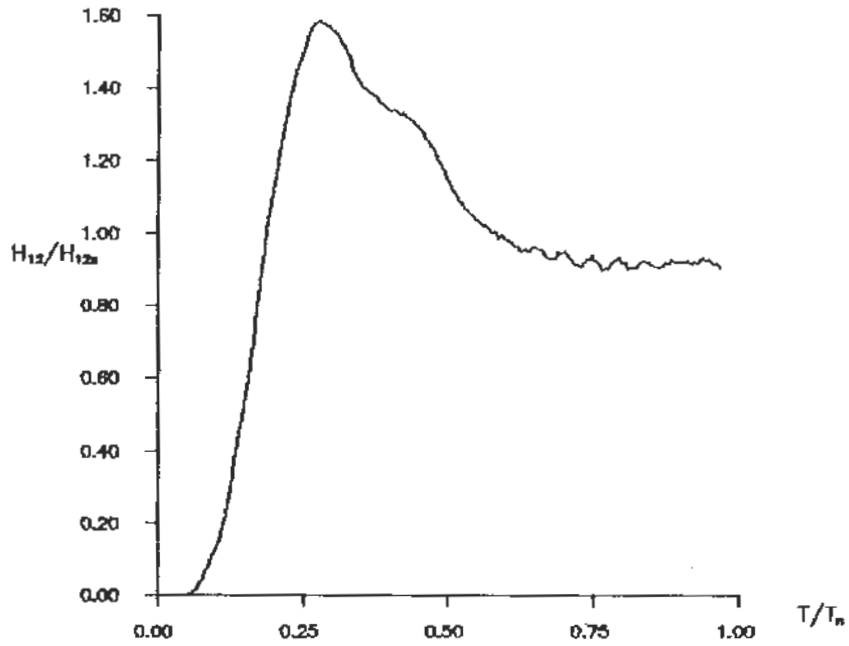


Figura 10.2 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração no trecho 1-2 $H_{12n} = 0,353 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$.

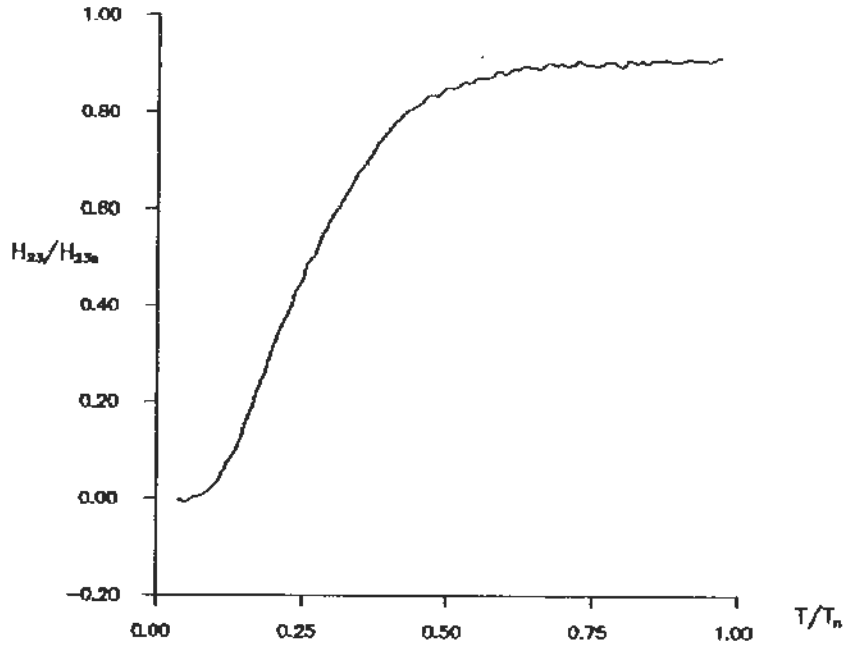


Figura 10.3 $H_{23}/H_{23n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração no trecho 2-3
 $H_{23n} = 1,540$ m $T_n = 5,12$ s

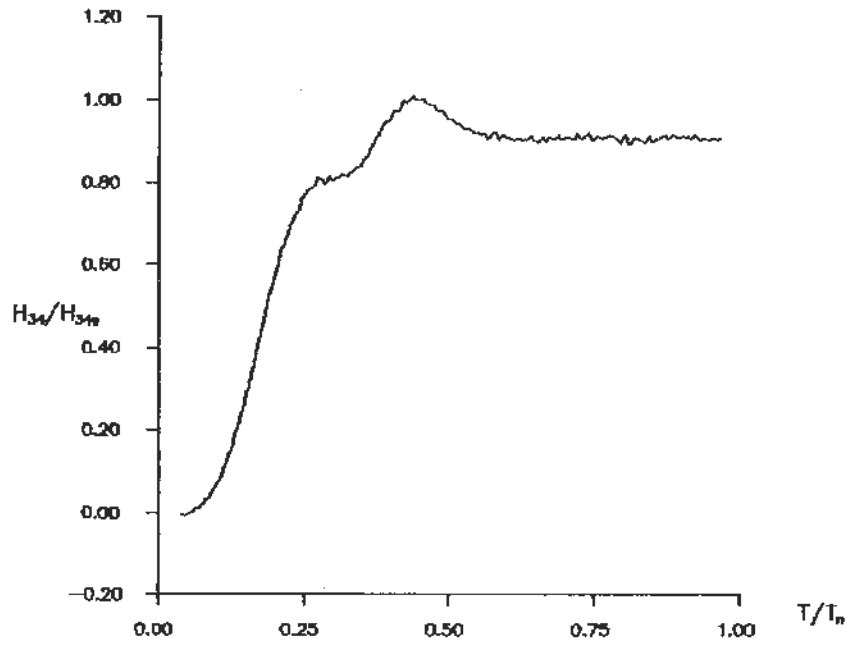


Figura 10.4 $H_{34}/H_{34n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração no trecho 3-4
 $H_{34n} = 0,810$ m $T_n = 5,12$ s

Para desacelerar o fluido, a válvula a jusante da tubulação foi lentamente fechada, os comportamentos da vazão (Q) e da aceleração (a) do escoamento desacelerado estão representados graficamente na figura 10.5:

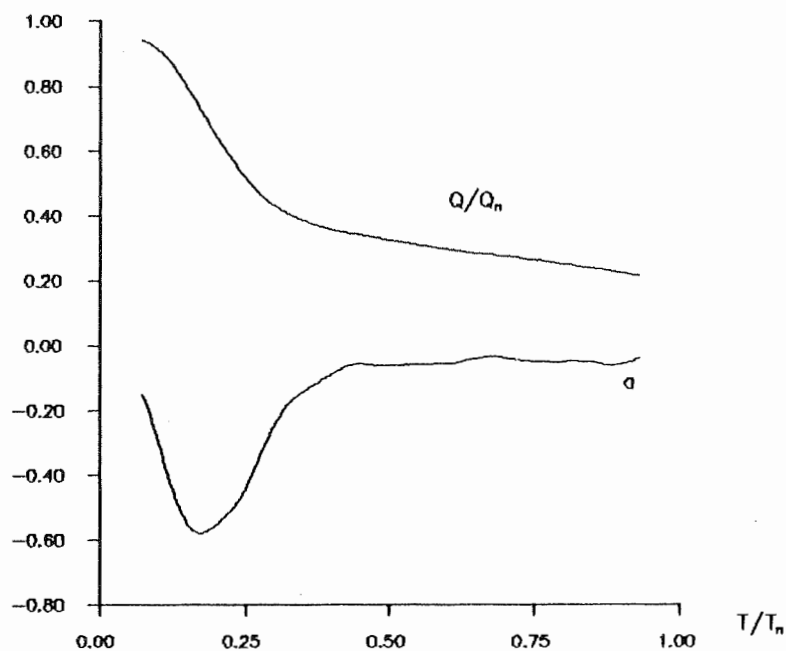


Figura 10.5 Escoamento desacelerado $Q/Q_n = f(T/T_n)$ $a = f(T/T_n)$ $Q_n = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$.

As figuras 10.6, 10.7 e 10.8 apresentam o comportamento das diferenças de pressão entre os trechos 1-2 (H_{12}), 2-3 (H_{23}) e 3-4 (H_{34}) da tubulação:

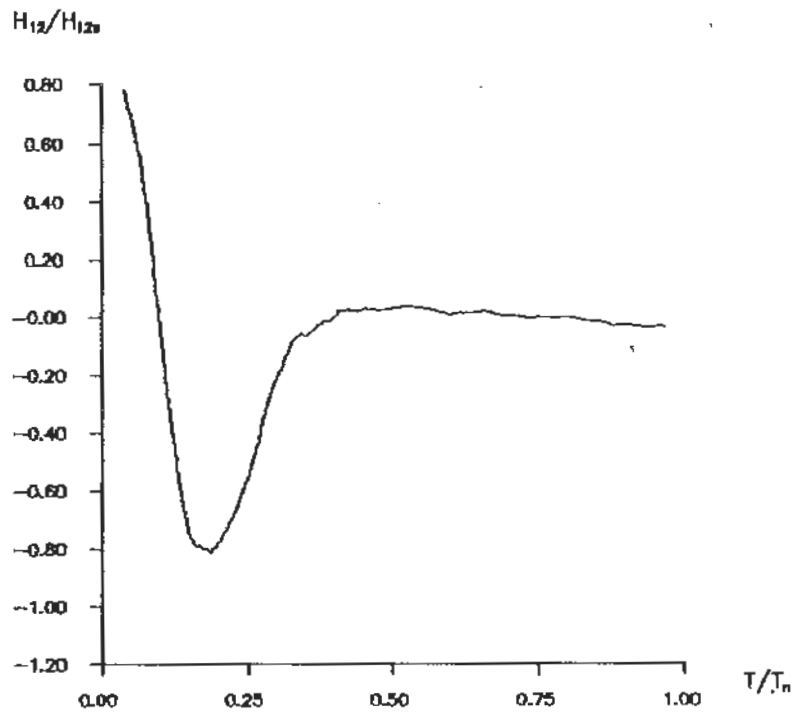


Figura 10.6 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ durante a desaceleração no trecho 1-2
 $H_{12n} = 0,353 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$.

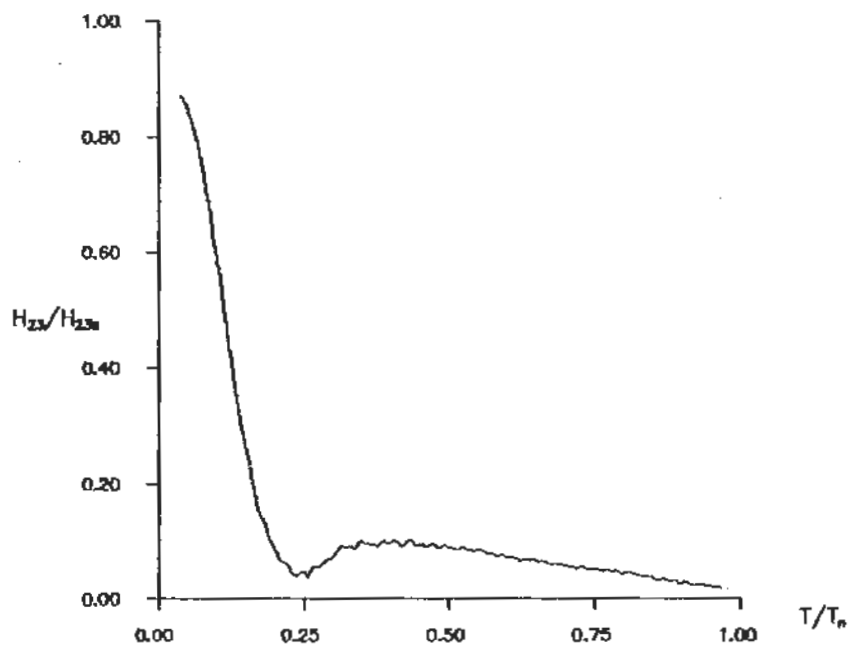


Figura 10.7 $H_{23}/H_{23n} = f(T/T_n)$ durante a desaceleração no trecho 2-3
 $H_{23n} = 1,540 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$.

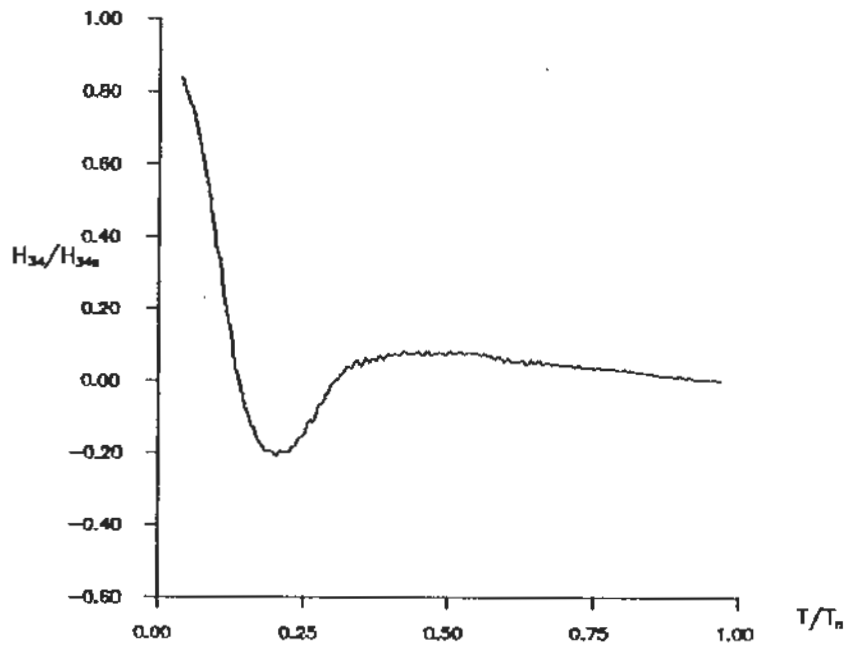


Figura 10.8 $H_{34}/H_{34n} = f(T/T_n)$ durante a desaceleração no trecho 3-4
 $H_{34n} = 0,810 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$

O ensaio com aceleração seguida de desaceleração está representado graficamente nas figuras 10.9, 10.10, 10.11 e 10.12:

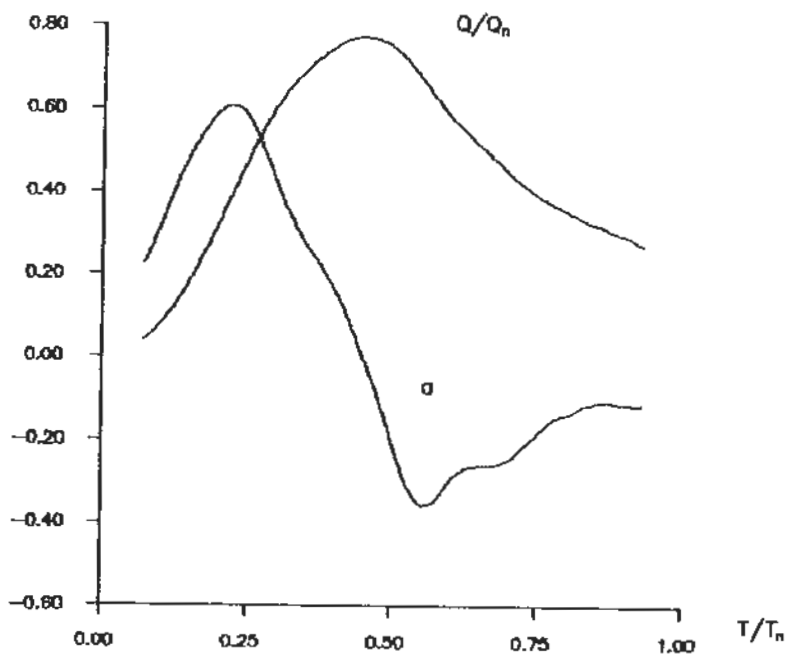


Figura 10.9 $Q/Q_n = f(T/T_n)$ $a = f(T/T_n)$ de um escoamento acelerado
 desacelerado $Q_n = 0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_n = 5,12\text{s}$

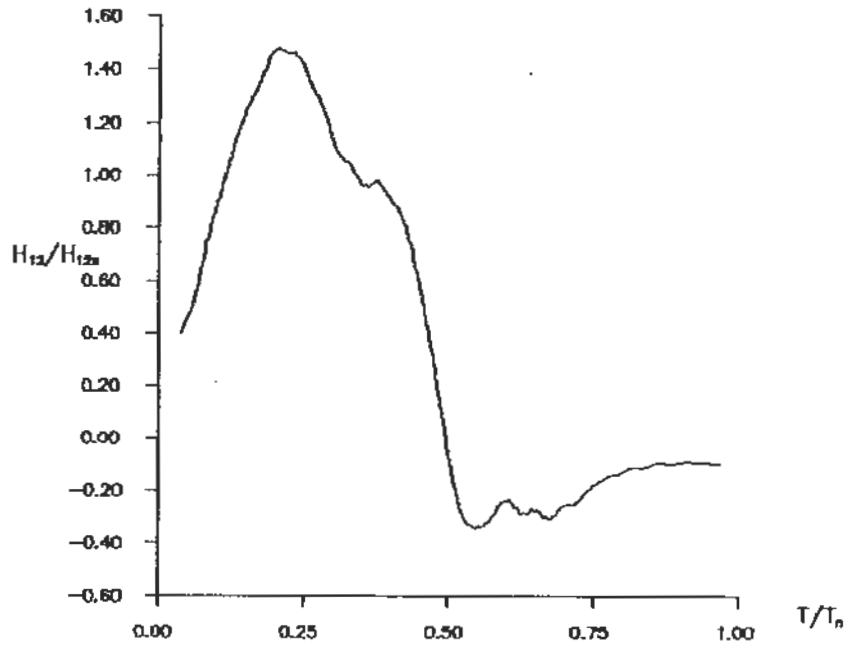


Figura 10.10 $H_{12}/H_{12n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração e desaceleração
trecho 1-2 $H_{12n} = 0,353 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$

no

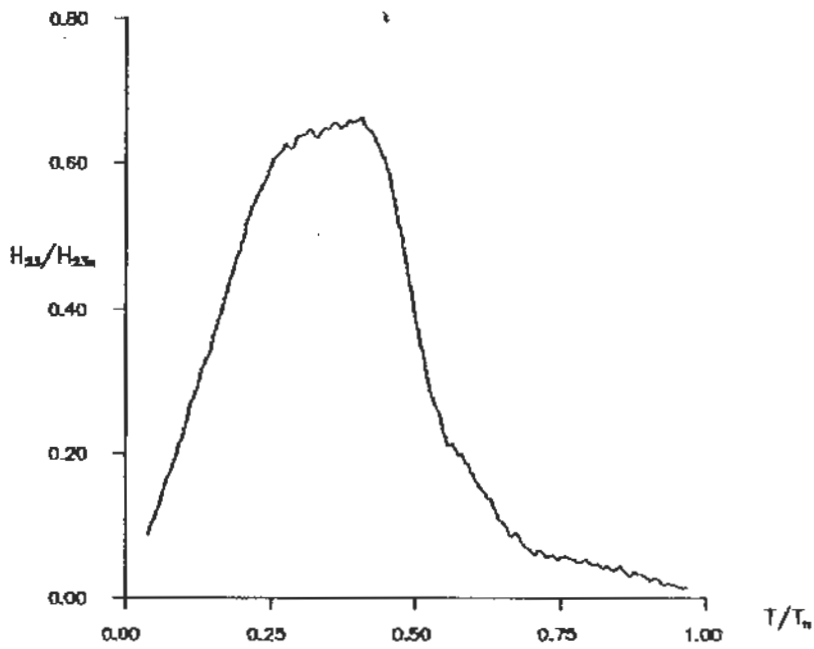


Figura 10.11 $H_{23}/H_{23n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração e desaceleração
trecho 2-3 $H_{23n} = 1,540 \text{ m}$ $T_n = 5,12 \text{ s}$

no

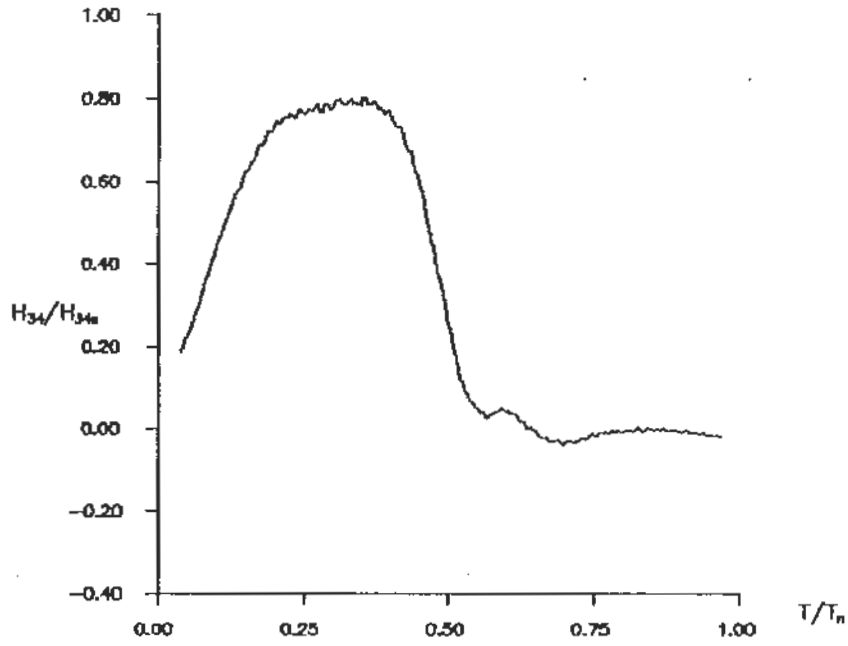


Figura 10.12 $H_{34}/H_{34n} = f(T/T_n)$ durante a aceleração e desaceleração no trecho 3-4 $H_{34n} = 0,810$ m $T_n = 5,12$ s

11 RESULTADOS E CONCLUSÕES

Escoamento permanente: considerando a dispersão dos valores apresentados pela bibliografia para o valor do coeficiente de perda de carga localizada de uma contração brusca no escoamento permanente K_b , foram realizados ensaios para a sua determinação experimental. O valor encontrado para a contração de diâmetros 50 mm e 38 mm, em todos os ensaios foi 0.24. A partir deste resultado, o comportamento do escoamento permanente em uma tubulação com contração brusca pode ser comparado com o escoamento não permanente nas mesmas condições.

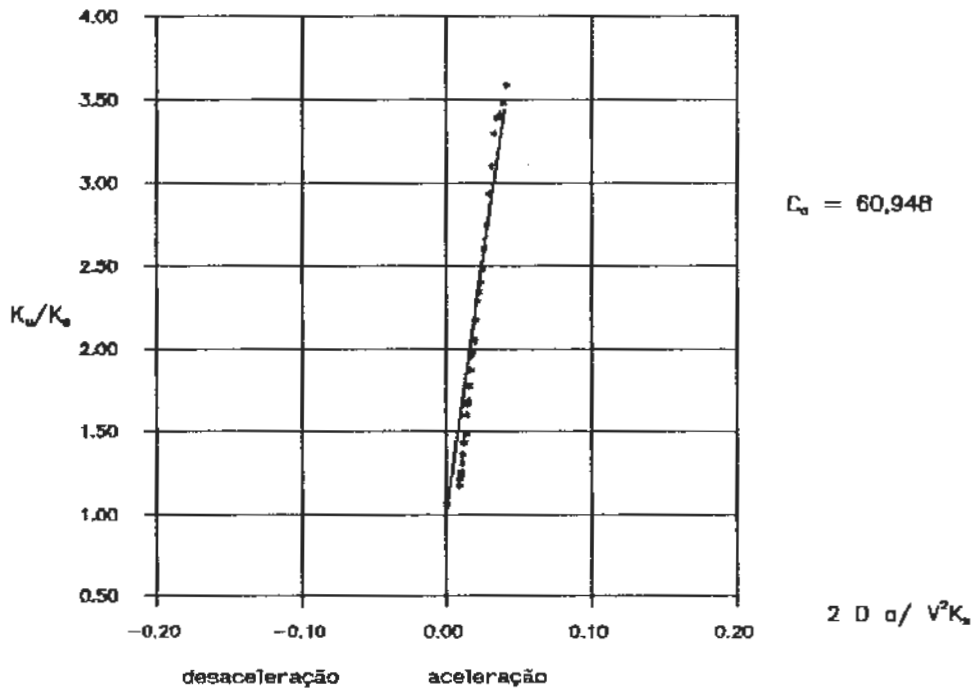
Escoamento não permanente: os valores do coeficiente de perda de carga não permanente K_u foram determinados para cada instante durante os ensaios com escoamento acelerado, desacelerado e acelerado seguida de desaceleração. A comparação dos escoamentos permanente e não permanente estão na forma de diagramas, com K_u/K_b no eixo y e no eixo x o número de aceleração ($2 D a/V^2$) dividido por K_b , relacionados pelo coeficiente angular c_a .

Os pontos localizam-se em quadrantes específicos, definindo tendências muito significativas para os três tipos : aceleração, desaceleração e aceleração seguida de desaceleração, já que este tipo de representação gráfica é

bastante sensível à pequenas variações.

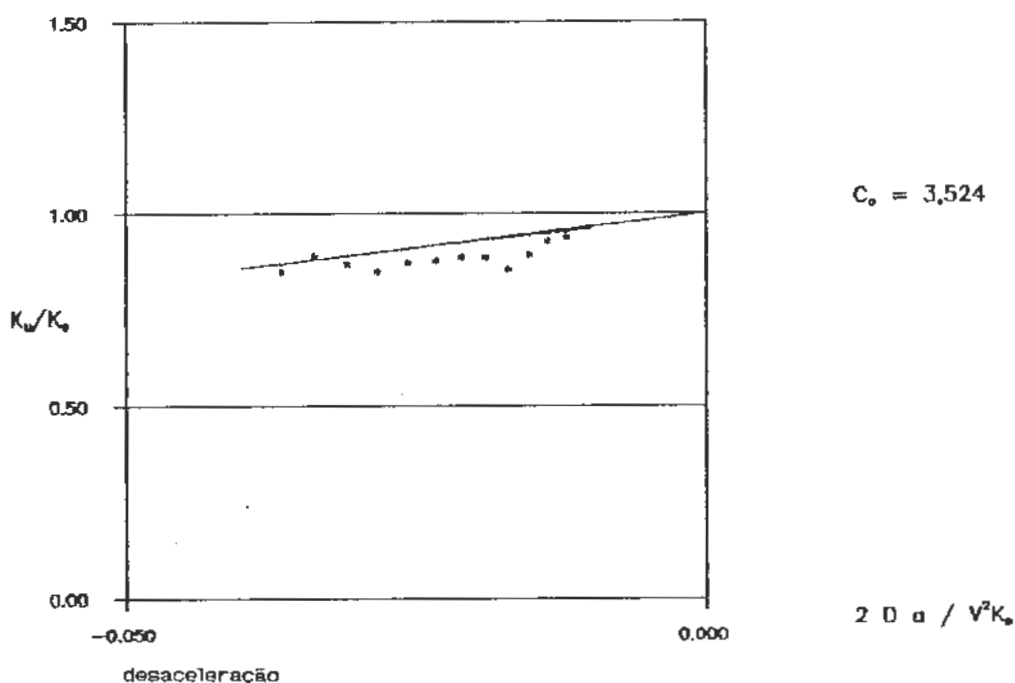
Com o objetivo de enfatizar as tendências dos dados experimentais resultantes, foram traçadas retas com coeficientes angulares c_0 .

Para escoamentos acelerados (figura 10.1), a declividade da reta foi positiva em todos os ensaios (figura 11.1). Os dados experimentais localizam-se no primeiro quadrante, onde K_U/K_B é maior que 1, mostrando que o coeficiente não permanente K_U é maior que o coeficiente permanente K_B para o mesmo instante (figura 11.1). Pode-se concluir a partir disto que numa contração brusca, a resistência ao escoamento acelerado é maior no escoamento não permanente do que no permanente.



Para escoamentos desacelerados a partir de um escoamento permanente com vazão máxima (figura 10.5), os valores de K_u/K_s são menores que 1, o que significa que o coeficiente K_u do escoamento não permanente é menor do que o coeficiente K_s do escoamento permanente. Podemos concluir a partir destas observações que a resistência do escoamento não permanente durante a desaceleração é menor que a resistência do escoamento permanente equivalente.

O coeficiente angular c_0 do escoamento desacelerado é muito menor que o coeficiente c_0 do escoamento acelerado. Os dados experimentais ocuparam o terceiro quadrante, figura 11.2:



A representação gráfica dos resultados da relação de K_U/K_B com $2 D a / V^2 K_B$ de um escoamento acelerado e em seguida desacelerado (figura 10.9) estão na figura 11.3. Os dados ocupam essencialmente dois quadrantes, o primeiro e o terceiro. A reta traçada para enfatizar a tendência dos dados corta o eixo y quando a razão dos valores do coeficiente de perda de carga não permanente K_U e coeficiente de perda de carga K_B é igual a 1, com declividade positiva.

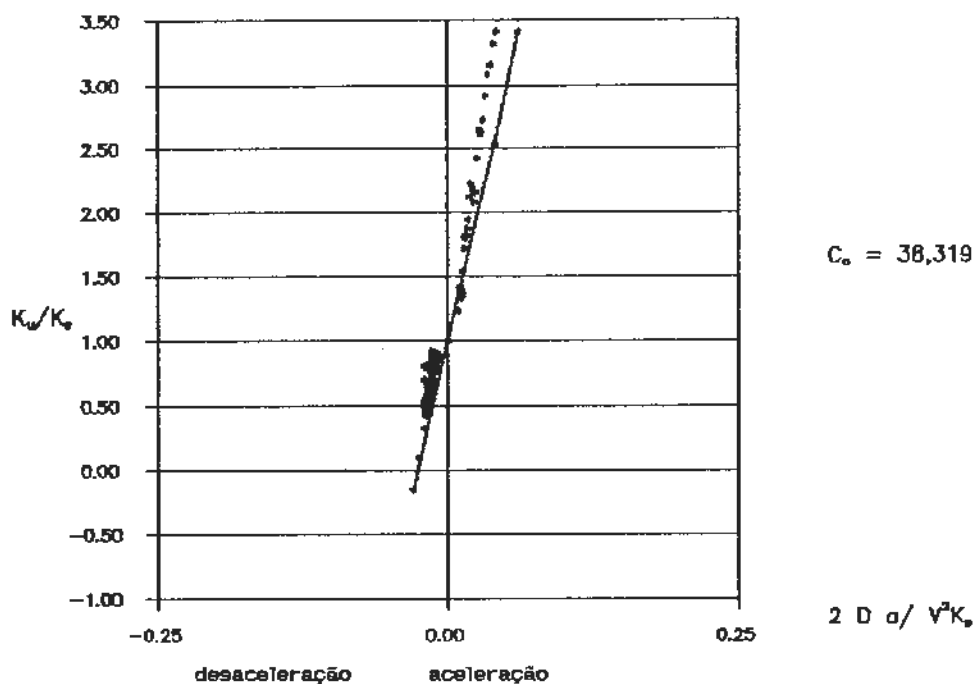


Figura 11.3 $K_U / K_B = f (2 D a / V^2 K_B)$ no escoamento acelerado e desacelerado.

O comportamento dos coeficientes de perda de carga de uma contração brusca no trecho acelerado de um manobra experimental com aceleração e desaceleração é o mesmo que no escoamento simplesmente acelerado .

No trecho da desaceleração da mesma manobra, (figura

11.3), o coeficiente K_u assume valores menores que K_s acompanhando a declividade do trecho acelerado. A variação da faixa de diminuição dos valores dos coeficientes de perda de carga não permanente K_u é mais acentuada que a variação do mesmo coeficiente K_u na desaceleração a partir de um escoamento permanente com vazão máxima (figura 11.2).

Resumidamente podemos observar em uma tubulação com contração brusca que a resistência do fluido desacelerado após a aceleração (manobra dupla, figuras 10.9 e 11.3) é menor que a resistência do fluido desacelerado a partir de um escoamento permanente (manobra simples, figuras 10.5 e 11.2).

12 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O estudo do comportamento do fluido em contrações bruscas geometricamente diferentes pode ser considerado, principalmente se a relação de diâmetros for mais acentuada que a do presente estudo, procurando uma correlação entre os parâmetros c_0 e D_2/D_1 .

Ensaiair outros tipos de acessórios em circuitos hidráulicos no escoamento não permanente pode fazer parte das considerações finais feitas a partir deste estudo, incluindo uma instrumentação mais moderna, principalmente medidores de pressão, já que os transdutores de pressão utilizados nesta pesquisa são muito antigos.

O banco de ensaios poderia ser projetado para que velocidades e acelerações mais altas possam ser obtidas, observando com atenção a fixação de todos os elementos para evitar vibrações que mascaram os resultados experimentais.

Recomenda-se o uso de sistema automático para abertura e fechamento da válvula a jusante durante os ensaios de escoamento não permanente. Este sistema permitiria a realização de ensaios iguais que poderiam ser comparados entre si, facilitando a análise dos resultados experimentais. Quando a válvula é acionada manualmente, os ensaios apresentam características singulares dificilmente repetidas.

O uso de sistema de aquisição de dados com capacidade para 256 pontos foi um dos fatores limitantes deste estudo. Sistemas mais modernos permitiriam maior número de aquisição de dados experimentais com intervalos de tempo menores e também a possibilidade de manobras mais versáteis.

13 BIBLIOGRAFIA

- ARENS, H. G., MONTEIRO, T.C.N. A determinação do coeficiente de perda de carga em escoamento não permanente In: Simposio Brasileiro de Recursos Hidricos, Foz de Iguaçu, v.2, 1989.
- AUBANEL, E.E., OLDHAM, K.B. Fourier Smoothing without the fast fourier transform. Byte, february, p. 207-218, 1985.
- AVILA, G.S. Hidráulica Geral. México: Editorial Limusa, v.1, 1987. 561 p.
- BASILE, A.C. de S., MELO, F.B. de. Medidor eletromagnético de vazão: uma solução em macromedição. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA SANITÁRIA E AMBIENTAL, 17., Natal, 1993. Anais. ABES, 1993, v.2, p. 384-396.
- BENEDICT, R.P. Fundamentals of pipe flow. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1980. 531 p.
- CARSTENS, M.R., ROLLER, J.E. Boundary-shear stress in unsteady turbulent pipe flow. Journal of Hydraulics Division, february, p. 67-81, 1959.
- CHAPRA, S.C., CANALE, R.P. Numerical methods for engineers with personal computer applications. New York: McGraw-Hill Book Company, 1985. 570 p.

- DAILY, J. W. , HANKEY, W. L. , OLIVE, R.W. , JORDAAN, J. M.
Resistance coefficients for accelerated and decelerated
flows through smooth tubes and orifices. Transactions of
the Asme, July, p. 1071-1077, 1956.
- DAUGHERTY, R.L., FRANZINI, J.B., FINNEMORE, E.J. Fluid
Mechanics with Engineering Applications. SI Metric
Edition. Singapore: McGraw-Hill Book Company, 1989. 598p.
- DOUGLAS J.F., GASIOREK ,J.M., SWAFFIELD,J.A. Fluid
Mechanics. 2.ed. Inglaterra: Longman Scientific &
Technical, 1985. 746 p.
- ELONKA, S. M., PARSONS, A. R. Manual de Instrumentação.
São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1978. v.1, 354 p., v.2,
256 p.
- EVANS, C.F. Flowmetering today-criteria for choosing.
World Pumps. January, p. 23-25, 1986.
- GILES, R.V. Mecânica dos Fluidos. Rio de Janeiro:
Sociedade Editôra e Gráfica Ltda, 1967. 401 p.
- HIROSE, K., OKA, T. The frictions factors of unsteady
pipe flows. Memoirs of the school of Eng. Okayama
University, v. 4, n. 1, set., p. 9-12, 1969.
- HOPPMANN II, W.H., LIU, J.C.C. Flowmeter for pulsating
flow. In: Symposium on flow its measurement and control
in science and industry, ASME, Pittsburgh, 1971. May., p.
9-14.
- IDEL'CIK, I.E. Memento des pertes de charge. Moscou:
Paris, 1969. 494 p.

- IWANICKI, L. R., FONTAINE R.J. Application of an electromagnetic flowmeter in unsteady flow. In: Symposium on Measurement of Unsteady flow, ASME, 1962.
- KING, R.C., CROCKER, S. Piping Handbook . 5.ed. New York: McGraw-Hill, Inc. , 1967. 1346 p.
- KUROKAWA, J., MORIKAWA, M. Accelerated and decelerated flows in a circular pipe. Bulletin of JSME, v. 29, n. 249, March, p. 758-765, 1986.
- LENCASTRE, A. Manual de Hidráulica Geral São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1972. 411 p.
- LUNTTA, E., HALTTUNEN J. The effect of velocity profile on electromagnetic flow measurement. In: FIRST EUROPEAN CONFERENCE ON SENSORS AND THEIR APPLICATIONS, Cambridge, U.K. , September 22 - 24, 1987. Sensors and Actuators 16. Holanda: Elsevier Sequoia, 1989. p.335-344.
- MARTIN, H. R. Some instruments suitable for measuring unsteady flow. Hidraulic Pneumatic Power, n.1 p. 690-694, 1968.
- MCCLOY, D. Effects of fluid inertia and compressibility on the performance of valves and flow meters operating under unsteady conditions. Journal Mechanical Engineering Science, v. 8, n. 1, p. 52-61, 1966.
- MONTEIRO, T. C. N. A determinação do coeficiente de perda de carga em um escoamento acelerado. São Carlos, EESC-USP, 1990. 57 p. Dissertação (Mestrado em Hidráulica e Saneamento).
- NEVERS, N. de Fluid Mechanics. USA: Addison-Wesley Publishing Company, Inc., 1970. 514 p.

- NEVES, E. T. Curso de Hidráulica. 2.ed. Pôrto Alegre: Globo, 1974. 578 p.
- OKADA, T., NISHIJIMA, T., KUROKI, Y., KUROMORI, K. Advanced technology in electromagnetic flowmeters. In: INTERNATIONAL CONFERENCE AND EXHIBITION, oct. 14-18, 1990, New Orleans, USA. Isa Services Research Triangles , p. 2079-2094, 1990.
- ROUSE , H. Engineering Hydraulics, New York: John Wiley & Sons, Inc. , 1950. 1039 p.
- SCHIOZER, D. Mecânica dos Fluidos. São Paulo: Araguaia, 1990. 593 p.
- SIEMENS A. G. Instrumentação Industrial. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1976. 346 p.
- SILVESTRE, P. Hidráulica Geral. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e científicos, 1979. 316 p.
- SIMON, A.L. Practical Hydraulics New York: John Wiley & Sons, Inc., 1976. 306 p.
- SPRINGER, E. K. The electromagnetic flowmeter - its theory and application. The South African Mechanical Engineer. Johannesburg: Krohne Measurement & Control (Pty) Ltd, Braamfontein, v.30 , p. 66-83, 1980.
- STREETER, V. L., WYLIE, E. B. Mecânica dos Fluidos. 7.ed. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1982. 585 p.
- STREETER, V.L. Handbook of Fluid Dynamics. New York: McGraw-Hill Book Company, 1961. 263 p.
- UNESCO. Métodos of computation of low streamflow.

Paris, 1982. 95p.

VENNARD, J. K., STREET R. L. Elementos de Mecânica dos Fluidos. 5. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1978. 687 p.

ZBINDEN, M. Les débitmètres électromagnétiques. E D F Bulletin de la direction des études et recherches - série A, Nucleaire Hydraulique Thermique. n.4, p. 51-64, 1987.

APÊNDICE
PROGRAMA COMPUTACIONAL

PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE C_D

{Este programa calcula o coeficiente de perda de carga para uma contração brusca no escoamento permanente (KS) e também para o escoamento não permanente (KU) e relaciona-os com o número de aceleração (σ) através do coeficiente C_D }

```

Program geral;
Uses crt;
Const
  Pi = 3.14159265;
  Nc = 4;
  g = 9.81;
Type
  Palavra = string [30];
  Número = byte;
  Matriz = array [1..300,1..4] of real;
  Vetor 1 = array [1..300] of real;
  Vetor 2 = array [0..300] of real;
  Vetor 3 = array [1..4] of real;
Var
  Choice : número;
  Pontos : string;
  Arqent1,arqent2,arqent3,arqsai1,arqsai2,arqsai3 : palavra;
  Entra1,entra2,entra3,saida1,saida2,saida3 : text;
  N,canal1,canal2,canal3,canal4,t0,i,j,p,z,e,r1 : integer;
  r2,k,Nt,w,d,q,j1,j2,p1,l,t2,k1,sfe,sab,pfe,pab : integer;
  st,pt : integer;
  Aa,Ab,Van,Vbn,Cte,Cten,Da,Db,L12,L23,L34,Sa,Sb : real;
  H12n,H23n,H34n,Qn,Tn,Dt,soma,perda,Ks,sigma,cp : real;
  S1,S2,XX1,XX2,M,gr,SE,UU,F1,F2,T,F,X11,X22,X33 : real;
  X44,Y11,X1Y1,X2Y1,A,A1,A2,A3,A11,A22,B,B1,B2,B3 : real;
  B11,B22,C,C1,C2,C3,D1,D2,D3,D11,D22,num,den : real;
  soma1,soma2,xa,ya : real;
  V : ^matriz;
  Tampo,ck,aux,saida,derivada : ^vetor1;
  x,x1,u,vfs,r,fl : ^vetor2;
  Vm : ^vetor3;

```

Procedure entradasaida;

```

begin
  clrscr;
  arqent1:= 'dados .dat';
  assign (entra1, arqent1);
  reset (entra1);
  writeln;
  readln (entra1,Da,Db); {Da= 50 mm, Db= 38 mm}
  readln (entra1,L12,L23,L34); {L12= 2,985m, L23= 2,500m, L34= 2,050m}
  readln (entra1,Sa,Sb); {Sa= 1,250m, Sb= 1,250m}
  readln (entra1,H12n,H23n,H34n,Qn);
  {H12n= 0,353m, H23n= 1,540m, H34n= 0,810m, Qn= 0,005 m3/s}
  close (entra1);
  writeln;
  arqsai1:= 'KU-Ks.dat';
  assign (saida1, arqsai1);
  rewrite (saida1);
  writeln;
  arqsai2:= 'av.dat';
  assign (saida2, arqsai2);
  rewrite (saida2);
  writeln;

```

```

arqsaif3:= 'sigm.dat';
assign (saida3, arqsaif3);
rewrite(saida3);
writeln;
Aa:= PI * sqr (Da)/4;
Ab:= PI * sqr (Db)/4;
Van:= Qn/Aa;
Vbn:= Qn/Ab;
cte:= sqr (Qn)/(2*g)*(sqr(Aa)-sqr(Ab))/sqr(Aa*Ab);
write ('nome do arquivo permanente com do AD16:');
readln (arqent2);
assign (entra2,arqent2);
reset (entra2);
writeln;
write ('nome do arquivo nao permanente:');
readln (arqent3);
assign (entra3,arqent3);
reset (entra3);
writeln;
write ('entre com o número de escolha (choice):');
readln (choice);
writeln;
new (V); new (tempo); new (ck); new (aux); new (saida); new (derivada); new (x);
new (x1); new (u); new (vfs); new (R); new (IT);
end;

```

Procedure permanente;

{leitura dos dados do arquivo permanente com vazão máxima do AD16}

```

begin
readln (entra2,N);
readln (entra2,Dt);
readln (entra2, canal1);
readln (entra2, canal2);
readln (entra2, canal3);
readln (entra2, canal4);
readln (entra2, T0);
for I:= 1 to N do
begin
for J:= 1 to Nc do
begin
readln (entra2, V^[I,J];
V^[I,J]:= trunc (V^[I,J]/10);
tempo^[I]:= T0 + I*Dt/1000;
end;
end;
close (entra2);

Tn:= N* Dt/1000;
cten:= PI * (sqr (Db)*Db)/(4*Qn);

```

{Média do escoamento permanente com 256 pontos para cada canal adquiridos pelo AD16}

```

for J:= 1 to Nc do
begin
soma := 0;
for I:= 1 to N do
soma:= soma+V^[I,J];
Vm[J]:= V^soma/N;
end;

```

```

{ Adimensionalização do arquivo permanente }

for J:=1 to Nc do
begin
for I:=1 to N do
V[I,J]:= V^[I,J]/Vm[J];
end;

{Cálculo do coeficiente de perda de carga no escoamento permanente (Ks)}

soma:= 0;
for I:= 1 to N do
begin
perda:= H23*V^[I,3]- (H12n*Sa/L12*V^[I,2]+H23n*Sb/L34*V^[I,4])-cte *
sqr(V^[I,1]);
Ck^[I]:= 2*g*sqr(Ab)*perda/sqr (Qn*V^[I,1]);
soma:= soma + Ck^[I];
end;
Ks:= soma/N;
c1racr;
writeLn ('Coeficiente de perda de carga em escoamento permanente');
gotoxy (24,6);
write ('Ks = ', Ks:4:2);
readLn;
end;

Procedure Fourier;

begin
Nt:= N+P;
for I:= 1 to Nt do
X^[I-1]:= aux^[I];
for I:= 0 to (Nt-1) do
X1^[I]:=0;
{straight line calculation}
s1:= 0; s2:= 0;
D:= trunc ((Nt)/10);
for J:= 0 to (D-1) do
begin
s1:= s1+X^[J];
s2:= s2+X^[Nt-J-1];
end;
XX1:= s1/D; XX2:= s2/D;
M:= (XX2-XX1)/(Nt-D);
B:= (XX1+XX2)/2-M*Nt/2;
{calculate R[0]}
gr:=0;
for J:= 0 to (Nt-1) do
begin
x^[J]:= X^[J] - M*J-B;
gr:= gr + X^[J];
end;
R^[0]:= gr/Nt;
Q:= 1;
{working on R[K] transform calculation}
J2:= trunc ((Nt-1)/2);
P1:= trunc (ln (2*J2-1/ln(2)));
for K:= Q to E-1 do
begin
J1:= J2;
Se := PI*K*2/Nt;

```

```

C:= cos(Se);   Se:= sin (Se);
for J:= 1 to J1 do
begin
  L:= 2*J-1;
  U^[J]:= X^[L]* C+X^[L+1];
  Vfs^[J]:= X^[L]*Se;
end;
Se:= 2*Se*C;   C:= 2*C*C-1;
for P:= 1 to P1 do
begin
  U^[J1+1]:= 0; Vfs^[J1+1]:=0;
  J1:= trunc ((J1+1)/2);
  for J:= 1 to J1 do
  begin
    L:= 2*J-1;
    UU:= U^[L]*C-Vfs^[L]*Se+U^[L+1];
    Vfs^[J]:= U^[L]*Se+Vfs^[L]*C+Vfs^[L+1];
    U^[J]:= U;
  end;
  Se:= 2*Se*C;   C:= 2*C*C-1;
end;
R^[K]:= (X^[0]+(U^[1]*C+Vfs^[1]*Se))/Nt;
end;
{working on I1[K] transform calculations}
for K:= Q to E-1 do
begin
  J1:= J2;
  Se:= 2*PI*K/Nt;
  C:= cos(Se);   Se:= sin(Se);
  for J:= 1 to J1 do
  begin
    L:= 2*J-1;
    U^[J]:= - (X^[L]*Se);
    Vfs^[J]:= X^[L]*C+X^[L+1];
  end;
  Se:= 2*Se*C;   C:= 2*C*C-1;
  for P:= 1 to P1 do
  begin
    U^[J1+1]:= 0; Vfs^[J1+1]:=0;
    J1:= trunc ((J1+1)/2);
    for J:= 1 to J1 do
    begin
      L:=2*J-1;
      UU:= U^[L]*C-Vfs^[L]*Se+U^[L+1];
      Vfs^[J]:= U^[L]*Se+Vfs^[L]*C+Cfs^[L+1];
      U^[J]:= UU;
    end;
    Se:= 2*Se*C;   C:= 2*C*C-1;
  end;
  I1[K]:= _((U1)*C+Vfs^[1]*Se)/Nt);
end;
if (E>Q) then
Q:= E;
{working on inverse transform}
{calculate x1[0]}
F1:= 0; F2:= 0;
for K:=1 to E-1 do
begin
  T:= R^[K];
  F1:= F1+T;
  F2:= F2+K*K*T;

```

```

end;
X1^0:= R^0+2*(F1-F2*(1/E/E));
X1^0:= X1^0+B;
P1:= trunc (ln(2*E-3)/ln(2));
for J:= 1 to (Nt-1) do
begin
  T2:= E*E;
  for K:= 1 to E-1 do
  begin
    F:= 1-K*K/T2;
    U^K:= R^K*F;   Vfs^K:= -(I1^K)*F0;
  end;
  K1:= E-1;
  SE:= 2*PI*J/NT;
  C:= cos (SE);   SE:= sin (SE);
  for P:= 1 to P1 do
  begin
    U^K1+1:=0;   Vfs^K1+1:=0;
    K1:= trunc ((K1+1)/2);
    for K:= 1 to K1 do
    begin
      L:= 2*K-1;
      UU:= U^[L]*C-Vfs^[L]*SE+U^[L+1];
      Vfs^K:= U^[L]*SE+Vfs^[L]*C+Vfs^[L+1];
      U^K:= UU;
    end;
    SE:= 2*SE*C;   C:= 2*C*C-1;
  end;
  X1^J:= R^0+2*(U^1*C+Vfs^1)*SE;
  X1^J:= X1^J+M*J+B;
end;
for I:= 1 to Nt do
  saida^I:= X1[I-1];
end;

Procedure mediamovel;

begin
  Nt := N+P;
  for I:= (R1+1) to (Nt-R1) do
  begin
    soma:=0;
    for L:= (I-R1) to (I+R1) do
      soma:= soma+aux^[L];
    saida^I:= soma/(2*R1+1);
  end;
end;

Procedure Nãopermanente;
{Leitura e adimensionalização do arquivo não permanente}

begin
  readln (entra3,N);
  readln (entra3,Dt);
  readln (entra3,canal1);
  readln (entra3,canal2);
  readln (entra3,canal3);
  readln (entra3,canal4);
  readln (entra3,t0);
  for I:= 1 to N do
  begin

```

```

for J:= 1 to Nc do
begin
  readln (entra3, V^[I,J]);
  V^[I,J]:= trunc (V^[I,J]/10/Vm[J]);
end;
end;
close (entra3);
{Reindexação para : abertura
abertura e fechamento}
for W:= 1 to Nc do
begin
  P:= 10;
  for Z:= 1 to P do
    aux^[Z]:= 0;
  for Z:= 1 to N do
    aux^[Z+P]:= V^[Z,W];

{Escolha para o ajuste de dados}
  case choice of
    1:
      begin
        E:= 11;
        F_smoothering;
      end;
    2:
      begin
        R1:= 9;
        médiamovel;
      end;
  end;
  for Z:= 1 to N do
    V^[Z,W]:= saída^[Z+P];
  end;
{Cálculo da perda de carga resultante da contração no escoamento não permanente}
  R1:= 9;
  for I:=1 to N-R1 do
  begin
    Perda:= H23n*V^[I,3]-(h12n*9a/L12*V^[I,2]+H34n*9b/L34*V^[I,4])
      -cte*sqr(V^[I,1]);
    if V^[I,1]= 0 then
      CK^[I]:= 0
    else
      CK^[I]:= 2*g*sqr(Ab)*perda/sqr(Qn*V^[I,1]);
      CK^[I]:= CK^[I]/Ks;
    end;
  end;
end;

Procedure aceleração;

begin
  for I:= 1 to N-R1 do
    aux^[I]:= V^[I,1];
  R2:= 9;
  for I:= (R2+1) to (N-R2) do
  begin
    X11:= 0; Y11:= 0; X22:= 0;
    X33:= 0; X44:= 0; X1Y1:= 0; X2Y2:= 0;
    for L:= (I-R2) to (I+R2) do
      begin
        X11:= X11+tempo^[L];

```



```

Y11:= Y11+aux^[L];
X22:= X22+sqr(tempo^[L];
X33:= X33+(sqr(tempo^[L]))*tempo^[L];
X44:= X44+(sqr(tempo^[L])*sqr(tempo^[L]));
X1Y1:= X1Y1+tempo^[L]*aux^[L];
X2Y1:= X2Y1+sqr(tempo^[L])*aux^[L];
end;
A1:= X22; B2:= X22; C3:= X22; A2:= X33; B3:= X33; A3:= X44;
B1:= X11; C2:= X11; G1:= 2*R2+1; D1:= Y11; D2:= X1Y1; D3:= X2Y1;
A11:= A1*C2-A2*C1; A22:= A1*C3-A3*C1;
B11:= B1*C2-B2*C1; B22:= B1*C3-B3*C1;
D11:= D1*C2-C1*D2; D22:= D1*C3-C1*D3;
if A11*B22-A22*B11=0 then
  a:= 0
else
  a:= (D11*B22-D22*B11)/(A11*B22-A22*B11);
if B11= 0 then
  b:= 0
else
  b:= (D11-A11*a)/B11;
  c:= (D3-A3*a-B3*b)/C3;
Saída^[I]:= a*sqr(tempo^[I])+b*tempo^[I]+c;
Derivada^[I]:= 2*a*tempo^[I]+b;
end;
end;

```

```

Procedure Númeroocel;
{cálculo do sigma = número de aceleração }
begin
  sfe:= 0; sab:= 0; pfe:= 0; pab:= 0; soma:= 0;
  for I:= (1+R1+R2) to (N-R1-R2) do
  begin
    if V^[I,1] <> 0 then
      sigma:= 2*Db*derivada^[I]*sqr(Ab)/(sqr(Qn*V^[I,1]));
      if (50*sigma > -0.5) and (50*sigma < -0.1) then
      begin
        if (V^[I,1] > 0.4) and (derivada^[I] < -0.1) then
        begin
          sigma:= 2*Db*derivada^[I]*sqr(Ab)/(sqr(Qn*V^[I,1]));
          sfe:= sfe+1; pfe:= pfe+1;
        end;
      end;
      if (50*sigma > 0.1) and (50*sigma < 0.5) then
      begin
        if (V^[I,1]>0.4) and (derivada^[I] > 0.1) then
        begin
          sigma:= 2*Db*derivada^[I]*sqr(Ab)/(sqr(Qn*V^[I,1]));
          sab:= sab+1; pab:= pab+1;
        end;
      end;
      st:= sfe+sab; pt:= pfe+pab;
      aux^[st]:= sigma/Ks;
      saída^[st]:= ck^[I];
    end;
  end;
end;

```

```

Procedure regressãolinear1;
{Regressão linear - (sigma x Ku/Ks)- caso clássico}
begin

```

```

if pt > 3 then
begin
  X11:= 0; Y11:= 0; X22:= 0; X1Y1:= 0;
  for I:= 1 to st do
  begin
    X11:= X11+aux^[I];
    Y11:= Y11+saída^[I];
    X22:= X22+sqr(aux^[I]);
    X1Y1:= X1Y1+aux^[I]*saída^[I];
  end;
  num:= X11*Y11-st*X1Y1;
  den:= sqr(X11)-st*X1Y1;
  if den= 0 then
    a:= 0
  else
    a:= num/den;
    b:= (Y11-a*X11)/st;
end;
clrscr;
writeln (' Regressão linear - caso clássico');
writeln ;
writeln ('a= ',a:6:3);
writeln ('b= ',b:8:3);
readln;
end;

Procedure regressãoLinear2;
{Regressão linear - (sigma x Ku/Ks)- condição de contorno b= 1 }
begin
  xa:= 0; ya:=1; soma1:= 0; soma2:= 0;
  for I:= 1 to st do
  begin
    soma1:= soma1+(saída^[I]-ya)*(aux^[I]-xa);
    soma2:= soma2+sqr(aux^[I]-xa);
  end;
  if soma2= 0 then
    a:= 0
  else
    a:= soma1/soma2;
    b:= ya-a*xa;
    writeln (' Regressão linear com condição de contorno ');
    writeln;
    writeln ('a= ',a:6:3);
    writeln ('b= ',b:8:3);
    readln;
end;

Procedure impressão;
begin
  for I:= 1 to N do
  begin
    write (saída1,I:3);
    write (saída1,ck^[I]:9:2);
    writeln (saída1);
  end;
  close (saída1);
  for I:= 1+R1+R2 to N-R1-R2 do
  begin
    write (saída2,I:3,((I*Dt)/(N*Dt)):9:4);
  end;
end;

```

```

    write (saida2,V^[I,1]:9:4,derivada^[I]:9:4);
    writeln (saida2);
end;
close (saida2);
for I:= 1 to at do
begin
    write (saida3,I:3);
    writeln (saida3,aux^[I]:9:4,saida^[I]:9:4);
end;
close (saida3);
end;

{Programa principal}

begin
    Entradasaida;
    Permanente;
    Nãopermanente;
    Aceleração;
    Númerocel;
    Regressãolinear1;
    Regressãolinear2;
    Impressão;

    Release (V); release (Tempo); release (Ck); release (aux);    release (saida); release
(derivada); release (X); release (X1); release (U); release (vfa); release (R); release
(I1);
end;

```